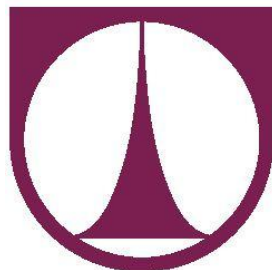


**TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI**

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



**BRZDOVÁ SOUSTAVA ELEKTROMOBILU**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

**ELECTRICAL CAR BRAKE SYSTEM**

BACHELOR THESIS

Jan Slatinský

Květen 2013



# TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



Program: B2341 – Strojírenství  
Obor: 2302R022 – Stroje a zařízení  
Zaměření: Dopravní stroje a zařízení

## BRZDOVÁ SOUSTAVA ELEKTROMOBILU

Bakalářská práce

## ELECTRICAL CAR BRAKE SYSTEM

Bachelor Thesis

KVM – BP – 290

Jan Slatinský

Vedoucí diplomové práce: Ing. Robert Voženílek, Ph.D., TU v Liberci, KVM

Konzultant diplomové práce: Ing. Martin Bukvic , TU v Liberci, KVM

Počet stran: 75

Počet obrázků: 27

Počet příloh: 1

Počet výkresů: 1

Květen 2013



**Místo pro vložení originálního zadání DP (BP)**



# BRZDOVÁ SOUSTAVA ELEKTROMOBILU

## Anotace

Záměrem bakalářské práce „Brzdová soustava elektromobilu“ je popis celého procesu brzdění automobilu z pohledu dynamiky a osvětlení činnosti jednotlivých komponent, které se na brzdění podílejí

V druhé části práce jsem provedl silový rozbor a na základě tohoto rozboru a dalších vstupních parametrů jsem vybral a dimenzoval jednotlivé komponenty pro funkční brzdový systém elektromobilu eTUL, který je vyvíjen pod záštitou Fakulty strojní TU v Liberci.

Klíčová slova: Elektromobil, eTUL, brzdy, brzdová soustava, brzdový systém, bezpečnost

# ELECTRICAL CAR BRAKE SYSTEM

## Annotation

The aim of the thesis “Electrical Car Brake System” is to explain a process of the electrical car braking in terms of dynamics and to describe principles of all components that contribute to the braking.

In the second part I made forces analysis and then I chose appropriate components for electrical car brake system. The selection was based on the analysis and other input parameters of the electrical vehicle eTUL, which is developed under the auspices of the Faculty of Mechanical Engineering at Technical University of Liberec.

Key words: Electrical car, EV, eTUL, brakes, braking system, safety

Desetinné třídění:	(př. 621.43.01 - Teorie spalovacích motorů)
Zpracovatel:	TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů
Dokončeno :	2013
Archivní označení zprávy:	

## Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V Liberci dne 20.5.2013

.....  
podpis



## Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Robertovi Voženílkovi, Ph.D., vedoucímu Katedry vozidel a motorů Fakulty strojní TUL Liberec, za vedení, ochotu a cenné rady při jejím zpracování.

Dále mé poděkování patří panu Ing. Janu Vaňkovi, vedoucímu konstrukce firmy TRW Automotive Czech s.r.o. Jablonec nad Nisou, za předání informací a zkušeností v oboru navrhování brzdných systémů.

## Seznam symbolů a jednotek

$a$	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$	zrychlení vozu
$a_{12}$	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$	zrychlení za v době $(t_r + t_p)$
$a_u$	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$	zrychlení v čase plného brzdění
$B$	[N]	celková brzdná síla
$B_K$	[N]	brzdná síla na kole
$B_P$	[N]	brzdná síla přední nápravy
$B_Z$	[N]	brzdná síla zadní nápravy
$c *$	[-]	vnitřní převod bubnové brzdy
$D_{MC}$	[mm]	průměr pístu hlavního brzdného válce
$d_V$	[mm]	průměr brzdového válečku bubnové brzdy
$e_p$	[m]	rameno valivého odporu
$f_i$	[-]	součinitel využívané přilnavosti
$F_{MC}$	[N]	síla působící na píst hlavního válce
$F_{PP}$	[N]	působící síla na pedál
$F_Y$	[N]	rušivá síla
$G$	[N]	gravitační síla
$g$	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$	gravitační zrychlení
$h$	[m]	výška těžiště vozidla
$H_P$	[N]	obvodová síla na přední nápravě
$H_Z$	[N]	obvodová síla na zadní nápravě
$i$	[-]	poměr brzdných momentů
$J_P$	$[kg \cdot m^2]$	moment setrvačnosti předního kola k ose otáčení
$J_Z$	$[kg \cdot m^2]$	moment setrvačnosti zadního kola k ose otáčení
$K$	[N]	síla vyvozena brzdovým válečkem
$K_i$	[N]	normálová síla působící na brzdový buben
$l$	[m]	rozvor kol
$l_p$	[m]	vzdálenost přední nápravy od těžiště vozidla
$l_z$	[m]	vzdálenost zadní nápravy od těžiště vozidla
$m$	[kg]	hmotnost

$M_{BP}$	$[N \cdot m]$	brzdňý moment kol přední nápravy
$M_{BZ}$	$[N \cdot m]$	brzdňý moment kol zadní nápravy
$N_P$	$[N]$	normálová síla – kolo přední nápravy
$P$	$[W]$	výkon motoru
$ped_r$	$[-]$	pedálový poměr
$P_P$	$[MPa]$	tlak pro přední nápravu
$P_{P\ 1,0g}$	$[MPa]$	požadovaný tlak pro zpomalení 1,0 g
$P_Z$	$[MPa]$	tlak pro zadní nápravu
$r_b$	$[mm]$	poloměr brzdového bubnu
$r_d$	$[m]$	dynamický poloměr kola
$r_e$	$[mm]$	efektivní poloměr kola
$R_K$	$[N]$	přenositelná vodorovná síla kola
$s_1$	$[m]$	dráha ujetá za dobu $(t_r + t_p)$
$s_2$	$[m]$	dráha ujetá za dobu $t_n$
$s_3$	$[m]$	dráha ujetá za dobu $t_u$
$s_c$	$[m]$	celková ujetá dráha během brzdění
$S_K$	$[N]$	boční vodící síla kola
$S_{MC}$	$[mm^2]$	plocha pístů hlavního válce
$S_P$	$[mm^2]$	plocha pístu třmenu
$t$	$[s]$	čas
$t_c$	$[s]$	celková doba brzdění
$T_i$	$[N]$	tečná síla působící na brzdový buben
$t_n$	$[s]$	doba náběhu brzdění
$t_p$	$[s]$	doba prodlevy
$t_r$	$[s]$	reakční doba
$t_u$	$[s]$	doba plného brzdění
$v_0$	$\left[\frac{m}{s}\right]$	počáteční rychlost vozidla
$v_{12}$	$\left[\frac{m}{s}\right]$	rychlost vozidla na úseku 0 – 1
$v_{23}$	$\left[\frac{m}{s}\right]$	rychlost vozidla na úseku 1 – 2
$v_{max}$	$\left[\frac{m}{s}\right]$	maximální rychlost vozidla
$z$	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$	poměrné zpomalení

$Z_K$	[N]	radiální reakce kola
$z_{krit}$	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$	kritické zpomalení
$Z_P$	[N]	dynamické zatížení přední nápravy
$Z_{Pstat}$	[N]	statické zatížení přední nápravy
$Z_Z$	[N]	dynamické zatížení zadní nápravy
$Z_{Zstat}$	[N]	statické zatížení zadní nápravy
$a_B, h_B$	[mm]	naměřené parametry bubnové brzdy
$\alpha$	[rad]	úhel mezi osou vozidla a směrem pohybu vozu
$\epsilon$	[-]	poměr skutečného a ideálního poměrného zpomalení
$\mu_i$	[-]	součinitel přilnavosti v podélném směru pneumatiky
$\mu_P$	[-]	součinitel tření – brzdový kotouč
$\mu_Z$	[-]	součinitel tření – brzdový buben
$\ddot{\varphi}$	$[s^{-2}]$	úhlové zrychlení

## Obsah

1	Úvod .....	16
2	Brzdová soustava .....	17
2.1	Funkce brzdové soustavy .....	17
2.2	Rozdělení brzdových soustav .....	17
2.2.1	Rozdělení podle konstrukčního provedení .....	17
2.2.2	Rozdělení podle způsobu činnosti .....	18
2.2.3	Rozdělení podle uspořádání brzdových okruhů .....	19
2.3	Komponenty brzdové soustavy .....	20
2.3.1	Princip brzdění .....	20
2.3.2	Brzdový pedál .....	21
2.3.3	Posilovač brzd .....	22
2.3.4	Hlavní brzdový válec .....	23
2.3.5	Vyrovňovací nádržka .....	24
2.3.6	Regulátor brzdné síly a omezovač brzdné síly .....	24
2.3.7	Brzdová potrubí .....	26
2.3.8	Brzdové hadice .....	26
2.3.9	Brzdová kapalina .....	26
2.3.10	Kolové brzdy .....	27
2.3.11	Bubnové brzdy .....	28
2.3.12	Kotoučové brzdy .....	31
2.3.13	Brzdové obložení .....	34
2.3.14	Brzdové kotouče .....	36
3	Silový rozbor brzdění .....	37
3.1	Průběh brzdění .....	37
3.1.1	Dráha k zastavení vozidla .....	38
3.1.2	Dráha brzdění .....	39
3.1.3	Celková doba zastavení vozidla .....	39

3.1.4	Celková doba brzdění .....	39
3.1.5	Přípustná brzdná dráha.....	40
3.1.6	Poměrné zpomalení, brzdné síly.....	42
3.1.7	Směrová stabilita brzděného vozidla .....	44
3.1.8	Ideální brzdné síly.....	46
3.1.9	Skutečné brzdné síly.....	48
4	Výpočet brzdové soustavy.....	51
4.1	Vstupní parametry vozidla .....	51
4.2	Dynamické zatížení náprav .....	51
4.2.1	Dynamické zatížení přední nápravy:.....	52
4.2.2	Dynamické zatížení zadní nápravy: .....	52
4.2.3	Celková brzdná síla .....	52
4.2.4	Ideální brzdné síly na přední nápravě .....	52
4.2.5	Ideální brzdny moment na kole přední nápravy .....	52
4.2.6	Ideální brzdné síly na zadní nápravě .....	53
4.2.7	Ideální brzdny moment na kole zadní nápravy.....	53
4.2.8	Ideální rozdělení brzdných sil.....	53
5	Návrh komponent brzdové soustavy .....	54
5.1	Brzdový třmen přední nápravy.....	54
5.2	Brzdové destičky přední nápravy.....	55
5.3	Brzdový kotouč přední nápravy .....	56
5.4	Brzdový buben pro zadní nápravu.....	57
5.5	Brzdové čelisti .....	58
5.6	Brzdový váleček .....	58
5.7	Výpočet potřebného tlaku v hydraulické soustavě.....	58
5.7.1	Přední náprava .....	58
5.8	Skutečné brzdné síly .....	59
5.8.1	Brzdné síly na zadní nápravě.....	60
5.8.2	Diagram rozdělení sil .....	62

5.9	Brzdový pedál.....	62
5.10	Hlavní brzdové válce.....	63
5.11	Omezovač brzdné síly.....	64
5.12	Soustava parkovací brzdy.....	65
5.13	Příslušenství.....	66
6	Závěr.....	67
	Použité informační zdroje.....	69
	Seznam tabulek.....	72
	Seznam grafů.....	73
	Seznam obrázků.....	73
	Seznam příloh.....	75

# 1 Úvod

Řidič musí být schopen své vozidlo nejen uvést do pohybu, ale stejně tak jej musí zpomalit, případně, pokud to provozní situace vyžaduje, úplně zastavit. Brzdová soustava se tedy stává pro každý dopravní prostředek velice důležitým prvkem. Bez ní by nebyl pohyb po komunikaci vůbec možný. Důležitost systémů, které chrání posádku před nehodou, případně během ní, stále roste.

Při nižších rychlostech a hustotě provozu v minulosti byly požadavky na brzdové soustavy podstatně nižší, než je tomu tak dnes. Pokrok v technice, který umožnil zlepšení podvozku a možnosti dosahování větších rychlostí motorových vozidel, si také vyžádal přizpůsobení v oblasti brzd a brzdových systémů. Vysoké rychlosti, kterých mohou dnešní automobily dosahovat, jsou možné i proto, že vozidla jsou vybavena moderními a spolehlivými brzdnými systémy. Moderní systémy jsou schopny bezpečně zastavit i v mezních situacích a podmínkách. Brzdy jsou proto důležitou součástí systému, který se stará o bezpečnost posádky motorového vozidla. Jedním z milníků ve vývoji brzd bylo první použití posilovače brzd a hlavně protiblokovacího systému ABS. Tímto se stala z naprosto mechanické záležitosti i záležitost elektroniky a celý obor, který se zabývá brzdami, se tak stal daleko komplexnějším.

Budiž tato bakalářská práce dostatečným nástrojem pro přiblížení funkce celé brzdové soustavy jako celku, tak i jednotlivých komponent, ze kterých je soustava složena.



## **2 Brzdová soustava**

### **2.1 Funkce brzdové soustavy**

Brzdová soustava automobilu je jedním ze systémů, který zajišťuje bezpečný provoz motorových vozidel. Vzhledem ke své důležitosti podléhá přísným zákonným předpisům, které nutí výrobce neustále pracovat na zdokonalování svých produktů, a tudíž dochází ke zvyšování kvality a spolehlivosti brzdových soustav. Nemalou měrou k tomu přispívá i využití elektroniky. Základní funkce brzdových soustav pro osobní automobily jsou:

- Snížení rychlosti vozidla
- Zastavení vozidla
- Zabránění nežádoucímu zrychlení při jízdě z kopce
- Udržení vozidla v nehybném stavu

### **2.2 Rozdělení brzdových soustav**

Všechna zařízení ve vozidle, která mají souvislost s brzdami a jejich činností, se souhrnně nazývají brzdová soustava. Brzdové soustavy se rozdělují podle konstrukčního provedení a podle způsobu činnosti.

#### **2.2.1 Rozdělení podle konstrukčního provedení**

Podle zákonných předpisů se části brzdové soustavy u osobních automobilů rozdělují na brzdy:

- Provozní
- Nouzové
- Parkovací

##### **Provozní brzda**

Provozní brzda má za úkol snížit rychlost vozidla, případně jeho rychlost udržovat (například při jízdě z příkrého svahu), anebo vozidlo úplně zastavit.

Brzdný účinek je ovládán silou, kterou řidič působí na brzdový pedál. Soustava provozní brzdy působí na všechna čtyři kola vozidla.

##### **Nouzová brzda**

Nouzová brzda musí při selhání soustavy provozní brzdy její úlohu alespoň ve zmenšené míře nahradit. Účinek brzdění musí být možné plynule dávkovat.

Nouzová brzda nepotřebuje žádné třetí nezávislé brzdové zařízení (kromě provozní brzdy) se zvláštním ovládacím ústrojím. Jako nouzová brzda může být použit buď funkční brzdový okruh douokruhové brzdové soustavy nebo parkovací brzda s odstupňovaným účinkem.

### **Parkovací brzda**

Parkovací brzda přebírá třetí úlohu brzdové soustavy. Musí udržet vozidlo v klidu, a to také na svahu a v nepřítomnosti řidiče.

Na základě zákonných předpisů musí mít parkovací brzda průběžnou mechanickou vazbu mezi ovládacím ústrojím a brzd, například s použitím táhel nebo lana.

Parkovací brzda je zpravidla ovládána ruční pákou vedle sedadla řidiče, případně v některých automobilech pomocí nožního pedálu. Ovládání parkovací brzdy pomocí pedálu je rozšířený zejména u amerických automobilů.

Parkovací brzda má provedení s odstupňovaným účinkem a působí jen na kola na jedné nápravě. Zpravidla na kola zadní nápravy.

## **2.2.2 Rozdělení podle způsobu činnosti**

V závislosti na tom, zda je, či není, brzda plně ovládána svalovou silou řidiče, se brzdové soustavy využívané v osobních vozidlech rozdělují na:

- Přímočinné brzdové soustavy – energie k vytvoření brzdné síly pochází pouze z fyzické síly řidiče.
- Brzdové soustavy s posilovačem – jedná se o nejčastěji využívaný typ brzdové soustavy (u osobních automobilů). Svalová síla řidiče je zesilována díky posilovači (působením pomocné síly). Takto znásobená síla je přenášena k brzdám kol hydraulicky.
- Nepřímočinné brzdové soustavy – tento druh brzdové soustavy je využíván zejména v užitkových vozech a v některých velkých osobních automobilech. Brzdová soustava využívá cizí zdroj energie, kterým jsou brzdy ovládány. Princip spočívá v přenosu energie pomocí hydrauliky. Brzdová kapalina je udržována pod tlakem pomocí plynu (nejčastěji dusík), kapalina a plyn jsou od sebe odděleny membránou nebo pístem s pryžovým těsněním. Kapalina je natlakována hydraulickým čerpadlem, přičemž tlak mezi kapalinou a plynem je udržován ve stálé

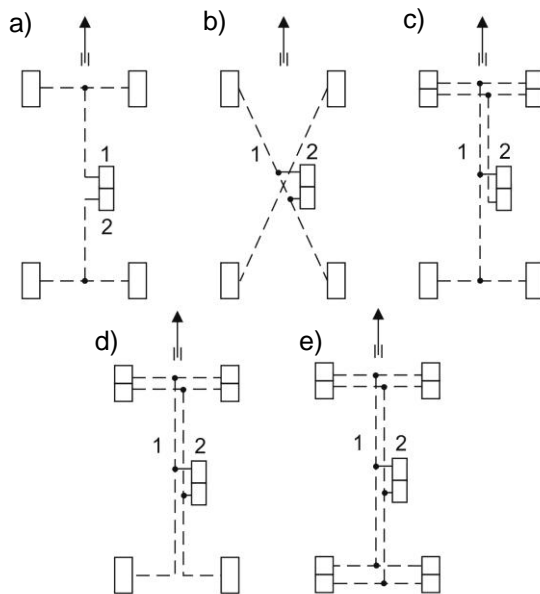
rovnováze. Regulátor tlaku vypne hydraulické čerpadlo, jakmile je dosaženo nejvyššího tlaku.

### 2.2.3 Rozdělení podle uspořádání brzdových okruhů

Pro osobní automobily existuje pět možností, jak uspořádat brzdové okruhy. Zákonné předpisy nařizují, pokud má vůz čtyři kola, aby byl vybaven dvěma nezávislými brzdovými okruhy.

Možnosti uspořádání dvouokruhového systému:

- Uspořádání II – jeden brzdový okruh působí na kola zadní nápravy, druhý okruh je určen pro přední nápravu.
- Uspořádání X – diagonální uspořádání. Každý brzdový okruh působí na brzdy kol, které vůči sobě leží na úhlopříčce. V praxi je první okruh zvolen pro přední levé a zadní pravé kolo, druhý okruh ovládá brzdy kol na předním pravém a zadním levém kole. Tento způsob uspořádání, v praxi nejčastěji používaný, je zvolen i pro vozidlo eTUL.
- Uspořádání HI – jeden brzdový okruh je zvolen současně pro přední i zadní nápravu, druhý brzdový okruh ovládá pouze jednu nápravu (zadní nebo přední).
- Uspořádání LL – každý brzdový okruh působí na přední nápravu a jedno zadní kolo.
- Uspořádání HH – oba brzdové okruhy působí současně na nápravu přední i zadní (každý).



Obr. 1 - Uspořádání brzdových okruhů: a) uspořádání II; b) X; c) HI; d) LL; e) HH [2]

## **2.3 Komponenty brzdové soustavy**

### **2.3.1 Princip brzdění**

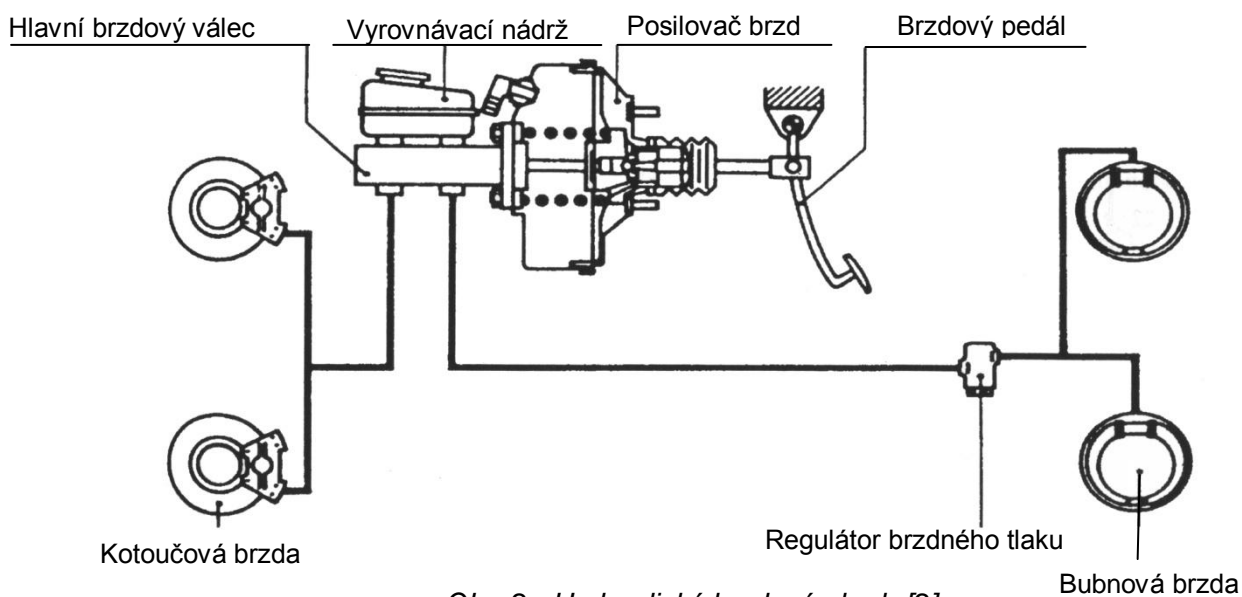
Brzdění patří k nejčastějším činnostem během jízdy, proto síly, které jsou brzdovou soustavou přenášeny z brzdového pedálu na brzdu kol, musejí být optimálně převáděny, aby bylo možné dosáhnout požadovaného (nejlépe konstantního) zpomalení.

Proces brzdění zahájí řidič sešlápnutím brzdového pedálu, čímž rozpohybuje tlačnou tyč, která působí na hlavní brzdový válec. Ten převádí mechanickou sílu tlačné tyče na hydraulický tlak. Brzdná kapalina je poté vytlačena pístem z hlavního válce do brzdového potrubí, potažmo do brzdových hadic, které vedou k samotným brzdám kol. Tam je hydraulický tlak pomocí brzdového pístu znovu změněn na mechanickou sílu, která se postará o přitisknutí brzdových destiček k brzdnému kotouči, respektive čelistí k brzdovému bubnu. Objemové změny v brzdovém okruhu jsou vyrovnávány vyrovnávací nádrží.

Během vzrůstajícího zpomalení se podíl hmotnosti mezi nápravami vozidla mění a přemísťuje se ze zadní nápravy na přední. Proto je potřeba zabránit nadměrnému brzdění odlehčené zadní nápravy (tzv. přebrzdění zadní nápravy), což by jinak vedlo k zablokování kola zadní nápravy a vůz by se dostal do smyku. K tomu slouží regulátor (omezovač) brzdné síly, který se stará o správnou hodnotu brzdného tlaku na odlehčené nápravě.

V případě, že je automobil vybaven posilovačem brzd, ten je umístěn mezi brzdovým pedálem a hlavním brzdovým válcem.

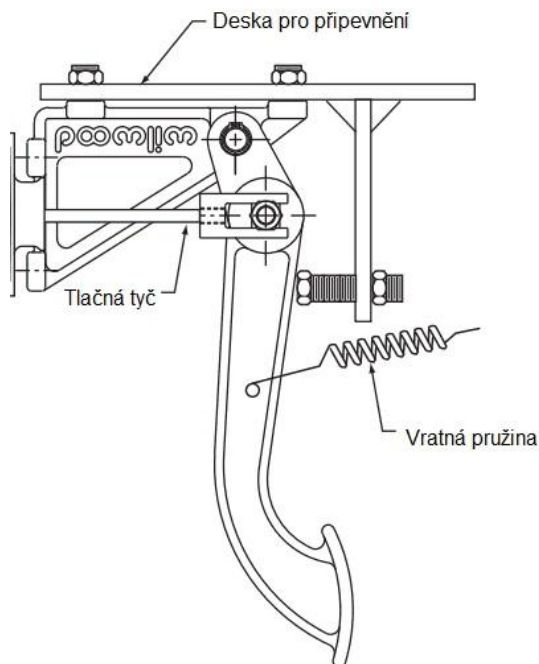
Soustava ruční brzdy je ovládána ruční pákou pomocí lana brzdy.



Obr. 2 - Hydraulický brzdový okruh [2]

### 2.3.2 Brzdový pedál

Brzdový pedál přenáší sílu nohy řidiče do posilovače brzd a dalších komponentů brzdové soustavy. U osobních automobilů se v naprosté většině používá způsob konstrukce, který se nazývá zavěšené provedení. Pedál je uložen otočně pomocí čepu. Jeho návrat do výchozí polohy je zajištěn vratnou pružinou, která je upevněna na mezistěně.



Obr. 3 - Brzdový pedál [13]

### **2.3.3 Posilovač brzd**

Posilovač brzd slouží jako podpora lidské síly, kterou musí řidič při brzdění působit na pedál. Další požadavek pro tuto část brzdné soustavy je, aby i při zmenšení potřebné síly nohy zůstala zachována možnost jemného odstupňování. V praxi se vyskytují dvě využívané provedení posilovačů brzd. Jedná se o podtlakové a hydraulické provedení.

#### **2.3.3.1 Podtlakový posilovač**

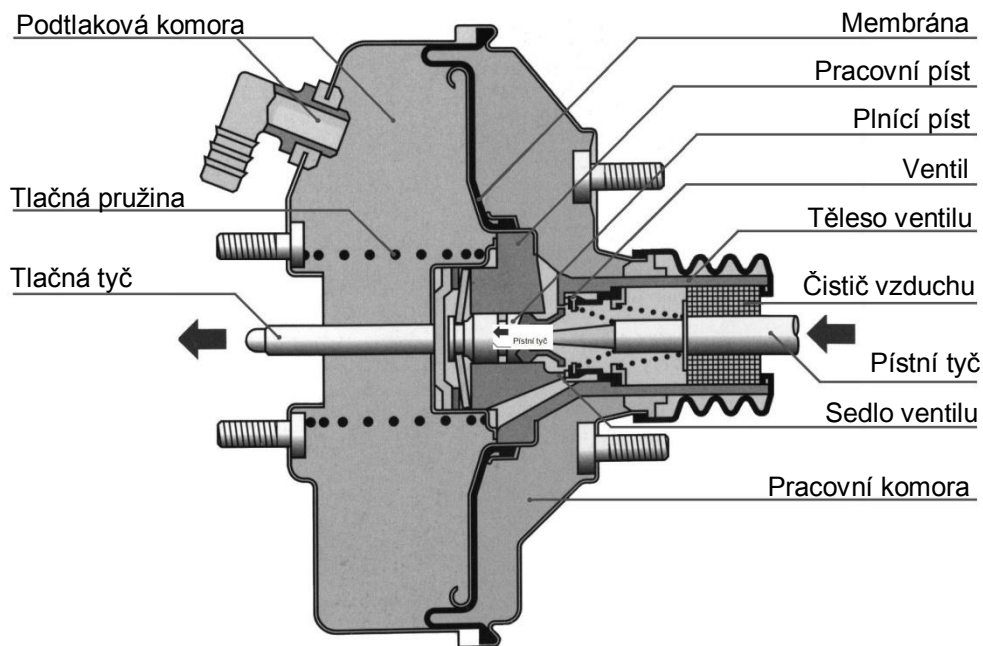
Někdy bývá nazýván vakuový posilovač brzd. V oblasti osobních automobilů je tento druh posilovače využíván převážnou většinou automobilek. Podtlakový posilovač brzd využívá podtlak, který se u zážehových motorů vytváří v taktu sání motoru v sacím potrubí a u vznětových motorů pomocí podtlakového čerpadla vytvářejícího podtlak (většinou 0,5 – 0,9 bar). Síla posilování se při sešlápnutí pedálu zvyšuje úměrně k síle nohy až k dosažení „bodu aktivace“, který leží v blízkosti tlaku blokování pro kola přední nápravy a podle vozidla je mezi 60 a 100 bary (6 a 10 MPa). Dále se již síla posilování nezvyšuje.

##### **Způsob činnosti**

Při stavu, kdy není sešlápnutý brzdový pedál, jsou pracovní a podtlaková komora spojeny kanálky v tělese ventilu. Do podtlakové komory je přiveden podtlak, který se díky spojovacímu kanálku dostane do obou komor posilovače.

Při sešlápnutí brzdového pedálu dojde k pohybu pístní tyče směrem k podtlakové komoře. Pístní tyč přitlačuje manžetu dvojitého ventilu do sedla ventilu, tím dojde k oddělení podtlakové a pracovní komory. Při dalším pohybu pístní tyče se oddálí plnicí píst od manžety dvojitého ventilu a do pracovní komory se vypustí atmosférický vzduch. Nyní je v pracovní komoře vyšší tlak než v podtlakové komoře. Atmosférický tlak působí přes membránu na talíř membrány. Těleso ventilu je unášeno talířem membrány ve směru k podtlakové komoře, což vede k podpoření síly nohy. Nyní síla nohy a posilující síla tlačí talíř membrány proti síle tlačné pružiny, tím se tlačná tyč pohybuje a přenáší výstupní sílu na hlavní válec.

Po dokončení brzdění se podtlaková komora a pracovní komora opět navzájem propojí a jsou vystaveny podtlaku obě dvě dohromady.



Obr. 4 - Podtlakový posilovač brzd [3]

#### 2.3.4 Hlavní brzdový válec

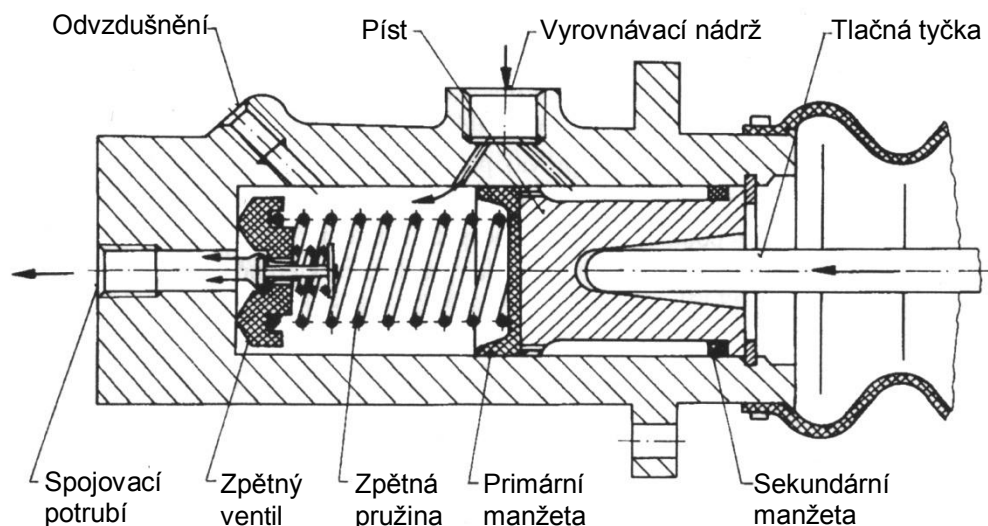
Funkcí hlavního brzdného válce je převod síly vytvořené řidičem (případně zesílené posilovačem) na hydraulickou brzdou sílu.

Podle zákonem daných bezpečnostních předpisů musí být osobní automobil vybaven dvěma oddělenými brzdovými okruhy. Pokud dojde k výpadku jednoho brzdového okruhu, zůstane v druhém brzdovém okruhu plný tlak pro brzdění.

##### **Způsob činnosti**

Vyrovňovací nádržka je spojena s pracovním prostorem válce dvěma otvory. Při sešlápnutí pedálu začne tlačná tyč posouvat píst hlavního válce. Ten postupně uzavře oba otvory, které spojují nádržku a pracovní prostor válce. Při dalším pohybu pístu dochází k vytlačování brzdové kapaliny přes zpětný ventil ven z hlavního válce, ke kterému je připojeno spojovací potrubí. Přičemž dochází k zvyšování tlaku v soustavě.

Úlohou zpětného ventilu je udržování určitého přetlaku v soustavě i při odbrzděném stavu.



Obr. 5 - Hlavní brzdový válec[2]

### 2.3.5 Vyrovnávací nádrž

Vyrovnávací nádrž na brzdovou kapalinu je většinou upevněna přímo na hlavním brzdovém válci.

Jedná se jak o zásobní nádrž na brzdovou kapalinu, tak také o vyrovnávací nádržku, protože vyrovnává změny objemu v brzdovém okruhu, k nimž dochází po uvolnění brzdy, opotřebením brzdového obložení, teplotními rozdíly v obložení apod. Vyrovnávací nádržka je, jak již bylo zmíněno, spojena s hlavním brzdovým válcem pomocí dvou přípojek.

### 2.3.6 Regulátor brzdné síly a omezovač brzdné síly

Díky dynamickému zatížení náprav v průběhu brzdění mohou kola přední nápravy brzdit silněji než kola zadní nápravy. Proto jsou brzdy předních kol navrženy na vyšší zatížení, než je tomu u brzd kol zadní nápravy.

Odlehčování zadních kol však nemá lineární průběh a se vzrůstajícím zpomalením stále roste. U vozidel s konstantním rozdělováním brzdné síly tak dochází k přebrzdění buď přední, nebo zadní nápravy, což může vést ke smyku.

Použitím regulátoru brzdné síly pro zadní nápravu se průběh skutečné brzdné síly přiblíží ideálnímu průběhu a tím se pozitivně ovlivní stabilita vozu.

Konstrukční díly pro rozdělování brzdné síly jsou umístěny na zadní nápravě a rozdělujeme je na dva druhy: na regulátory brzdné síly a na omezovače brzdné síly.



### **2.3.6.1 Regulátor brzdné síly**

Pomocí regulátoru brzdné síly je nárůst tlaku pro brzdy zadních kol od určitého tlaku regulován na nižší hodnotu než pro brzdy předních kol. Bod, ve kterém dochází k regulaci, se nazývá přepínací bod, případně kritický bod brzdění.

Od přepínacího bodu statický regulátor brzdné síly přenáší brzdnou sílu odpovídající pevně nastavené charakteristice a dynamický regulátor brzdné síly sílu odpovídající přenosovému poměru, který závisí na zatížení vozidla.

Regulátory brzdné síly musí být řešeny tak, aby křivka rozdělování skutečné brzdné síly ležela jednoznačně pod křivkou ideálního rozdělování brzdné síly.

#### **Pevně nastavený regulátor brzdné síly**

Regulátor brzdné síly je zamontován v brzdovém okruhu zadní nápravy. Ventil je integrován v odstupňovaném pístu tělesa. Výstupní tlak je snižován v poměru účinné plochy kruhového prostoru k tlaku na vstupu.

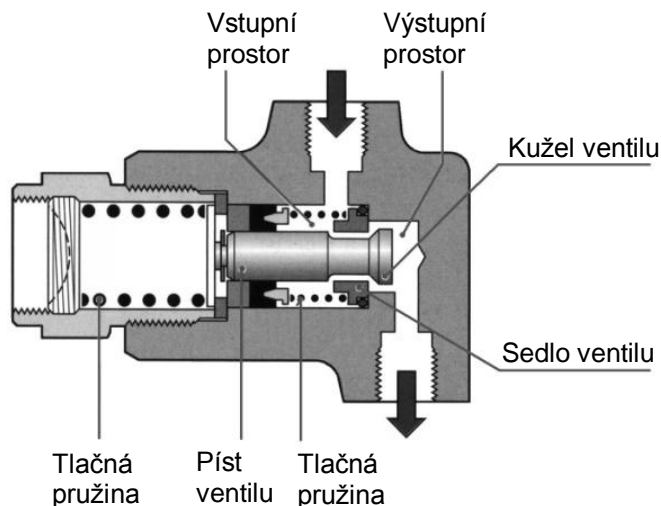
#### **Zátěžový regulátor brzdné síly**

Zátěžový regulátor se používá u vozidel s výrazně odlišným stavem zatížení. Aby se brzdné síly přizpůsobily stavu zatížení vozidla, regulátor brzdné síly je prostřednictvím táhel spojen se zadní nápravou. Při propružení se relativní pohyb mezi nápravou a karoserií přenáší na odstupňovaný píst. V závislosti na propružení se stlačují regulační pružiny a mění tím přepínací bod. Tím se dosahuje adaptivního přizpůsobení tlaku brzd zadní nápravy v závislosti na stavu zatížení.

### **2.3.6.2 Omezovač brzdné síly**

Omezovač brzdné síly naproti tomu zabraňuje, při dosáhnutí maximálního nastaveného brzdového tlaku, jakémukoli dalšímu zvýšení tlaku u brzd zadních kol.

Omezovač brzdné síly je zamontován v brzdovém okruhu zadní nápravy a poté, co je dosaženo vypínacího tlaku, zabraňuje dalšímu nárůstu brzdného tlaku u zadních kol. Píst ventilu se potom pohybuje proti tlačné pružině a přitlačuje kužel ventilu do sedla ventilu, takže není možný žádný další nárůst tlaku na výstupní přípojce. Po ukončení brzdění se ventil otevře a umožní uvolnění tlaku.



Obr. 6 - Omezovač brzdné síly [3]

### 2.3.7 Brzdová potrubí

Brzdová potrubí jsou tuhá trubková vedení, která vedou brzdovou kapalinu od hlavního brzdného válce k samotným brzdám kol. Na konce potrubí, směrem k brzdám, jsou připojeny brzdové hadičky. Potrubí je vedeno pod karoserií.

Jako ochrana proti korozi slouží vnější vrstva plastu. Oba konce potrubí jsou rozlisována a opatřena příslušným šroubením.

### 2.3.8 Brzdové hadice

Brzdové hadice vytvářejí pohyblivé propojení mezi brzdovým a brzdami kol upevněnými na nápravách.

Ohebné brzdové hadice se skládají z vnitřní pryžové vrstvy, dvou vrstev vyztužovacího opletení (přenášející tlak), vnějšího pryžového pláště a armatur (koncovky).

### 2.3.9 Brzdová kapalina

Brzdová kapalina slouží pro přenos síly v brzdových soustavách. Požadavky na brzdovou kapalinu jsou:

- Rovnovážný bod varu

Při teplotách nad bodem varu vznikají páry, které mohou zapříčinit nefunkčnost brzd. Proto je důležité, aby se kapalina nezačala vařit v třmenu diskové brzdy, kde jsou vysoké teploty.

- Viskozita

Viskozita by měla být pokud možno co nejméně závislá na změně teplot. A to ve velmi širokém rozsahu provozních teplot, které se pohybují v rozmezí -40 až +100 °C.

Obecně platí, že čím menší viskozitu brzdová kapalina má, tím efektivněji dochází k přenosu tlaku, proto je nízká hodnota viskozity žádoucí.

- Stlačitelnost

Platí to samé jako pro viskozitu – při nízké stlačitelnosti je dosaženo menších ztrát při přenosu tlaku v brzdové soustavě.

- Ochrana proti korozi

Brzdové kapaliny nesmí být korozivní vůči běžným kovům používaným v brzdových soustavách. Požadovanou ochranu proti korozi umožňuje použití aditiv.

### **2.3.10 Kolové brzdy**

Kolové brzdy se rozlišují na kotoučové a bubnové brzdy. Jako brzdy kol předních náprav se u naprosté většiny vozidel používají brzdy kotoučové. Podle váhy, požadavků a třídy vozidla se na zadní nápravy montují kotoučové nebo bubnové brzdy.

Požadavky na brzdy kol jsou vysoké:

- Krátká brzdna dráha
- Krátká technická prodleva brzd
- Krátká doba náběhu brzd
- Rovnoměrný účinek
- Odolnost proti nečistotám a korozi
- Vysoká spolehlivost
- Trvanlivost
- Odolnost proti opotřebení
- Nízké nároky na údržbu
- Příjem tepla
- Chlazení brzd
- Stálost součinitele tření brzdového obložení

Aby mohly být tyto požadavky splněny, i vzhledem k hospodárnosti, jsou malé vozy a částečně také vozy střední třídy v Evropě vybavovány kotoučovými brzdami

na přední nápravě a bubnovými brzdami na zadní nápravě (cenově jsou výhodné bubnové brzdy). Vozy vyšší střední třídy, luxusní třídy a sportovní vozy mají na obou nápravách kotoučové brzdy. Toto rozdělení vychází ze skutečnosti, že při přibývajícím hmotnosti a stále vyšších rychlostech mohou požadavky z tepelného hlediska splňovat jen kotoučové brzy. Zvláštního zřetele si zaslouží faktory:

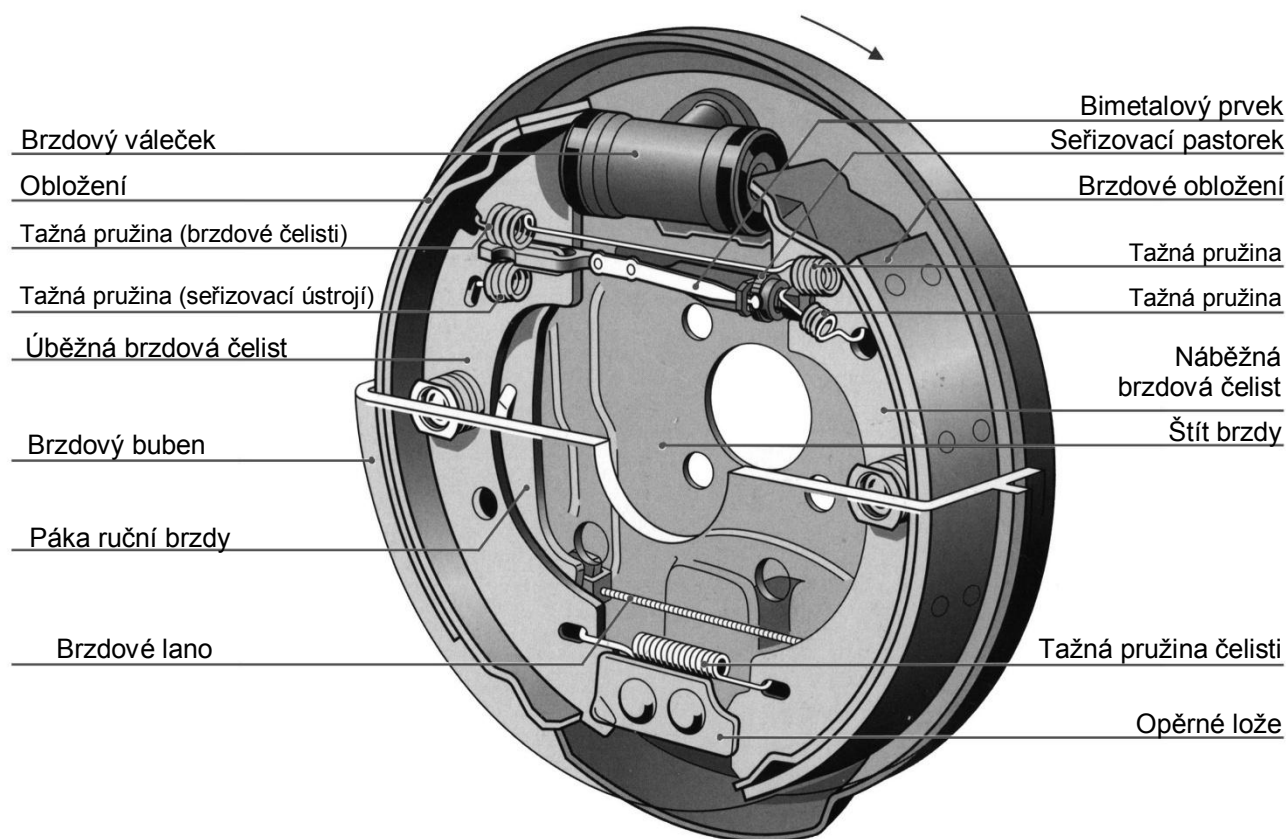
- Příjem tepla
- Chlazení brzd
- Stálost součinitele tření brzdového obložení

### **Hodnocení brzd kol**

Charakteristická veličina brzdy  $C^*$  jako rozhodujícím kritérium pro výkonnost brzd představuje poměr mezi brzdou a přitlačnou silou. Tato hodnota zahrnuje vliv vnitřního převodu (poměr řídící a řízené síly) brzdy a rovněž hodnoty tření, která opět závisí hlavně na parametrech rychlost, brzdový tlak a teplota.

#### **2.3.11 Bubnové brzdy**

Bubnové brzdy vytvářejí brzdou sílu na vnitřním povrchu brzdového bubnu. Brzdový buben je pevně připojen k otáčejícímu se náboji kola. Naopak brzdové čelisti a další části, které vytvářejí přitlačné síly, jsou pevně připojeny k nepohyblivé části vozu a neotáčejí se. Brzdové obložení (čelisti), je přitlačováno rozpěrnou silou na vnitřní stěnu brzdového bubnu. Tím dochází k vytvoření tření mezi těmito díly a dosažení potřebného brzdného momentu. Rozpěrná síla působící na čelisti je vytvořena brzdovým válečkem, jenž se zpravidla skládá ze dvou pístů, které jsou z válečku vytlačovány přivedenou brzdovou kapalinou o určitém tlaku. V případě parkovací ruční brzdy je k roztažení brzdových čelistí využita mechanická rozpěrná páka.



Obr. 7 - Bubnová brzda [3]

Automatické seřizovací ústrojí udržuje konstantní velikost vůle mezi brzdovými čelistmi a brzdovým bubnem. Seřizovací ústrojí tvoří: tlačné pouzdro, seřizovací šroub se závitem a seřizovacím pastorkem, tažné pružiny, bimetalový prvek, zalomená páka a seřizovací páka.

Seřizovací páka je pružně upevněna na tlačném pouzdru a přidržována zalomeným seřizovacím břítem v seřizovacím pastorku. Toto automatické seřizovací ústrojí dosahuje seřizovací hodnoty cca 0,02 mm na jeden seřizovací krok.

### 2.3.11.1 Jízdní poloha

Tažné pružiny odtahují obě brzdové čelisti spolu s brzdovým obložním od brzdového bubnu. Tím brzdové čelisti přitlačují seřizovací šrouby se seřizovacím pastorkem k tlačnému pouzdru, takže se zalomená páka, která je mezi nimi, nemůže pohybovat.

### **2.3.11.2 Poloha brzdění**

Když je provozní brzda v činnosti, přitlačují písty brzdového válečku brzdové čelisti spolu s brzdovým obložením k brzdovému bubnu. Přitom tažné pružiny odtažují seřizovací šroub se seřizovacím pastorkem od tlačného pouzdra. Tím vzniká prostor, v němž se může pohybovat zalomená páka.

V brzdovém bubnu tlačí seřizovací páka, která působí jako pružina, spodní rameno zalomené páky nahoru. Takto může seřizovací břit zasáhnout do ozubeného věnce seřizovacího pastorku. Jestliže je vůle mezi brzdovým bubnem a brzdovým obložením v důsledku opotřebení brzdového obložení větší než konstrukční, pootočí páka seřizovací pastorek o jednu zubovou mezeru a tím seřizovací šroub vyšroubuje, a prodlouží tak seřizovací ústrojí. Takto se opět dosáhne správné vůle.

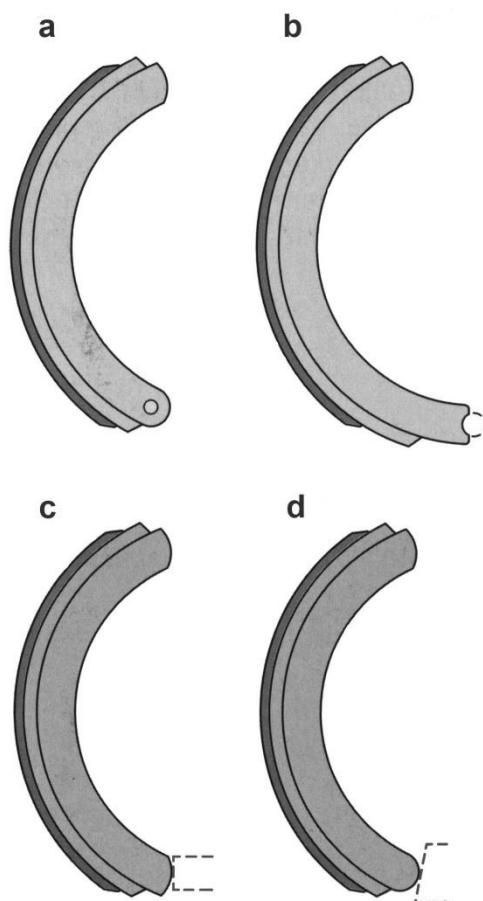
### **2.3.11.3 Páka ruční brzdy**

Parkovací brzda působí na brzdový buben pomocí lana upevněného ke spodnímu konci páky ruční brzdy. Páka ruční brzdy je uložena nahoře v úběžné brzdové čelisti a zasahuje do seřizovacího šroubu seřizovacího ústrojí. Při aktivaci parkovací brzdy přitáhne lano dolní konec páky ruční brzdy. Tím přitlačí páka ruční brzdy, přes seřizovací ústrojí, náběžnou čelist k brzdovému bubnu, až dosedne. Poté páka přitlačí úběžnou brzdovou čelist k bubnu a opírá se přitom o seřizovací ústrojí.

### **2.3.11.4 Brzdové čelisti**

U bubnových brzd se rozlišují podle druhu vedení brzdových čelistí dvě rozdílná provedení – brzdové čelisti s pevným otočným bodem a brzdové čelisti jako kluzné čelisti.

U brzdových čelistí s pevným otočným bodem může docházet k nerovnoměrnému opotřebení, protože tyto brzdové čelisti nemohou být samostředitelné, jak je tomu u kluzných čelistí. Kromě toho nastupuje problém samosvornosti (snížení brzdné síly) u úběžné čelisti. Dnes jsou ve výrobě vozidel většinou používány bubnové brzdy s kluzným vedením čelistí, u nichž k samosvornosti nedochází. Provedení s kluzným vedením nacházejí použití u brzd Simplex, Duplex, Duo-Duplex, Servo, Duo-Servo.

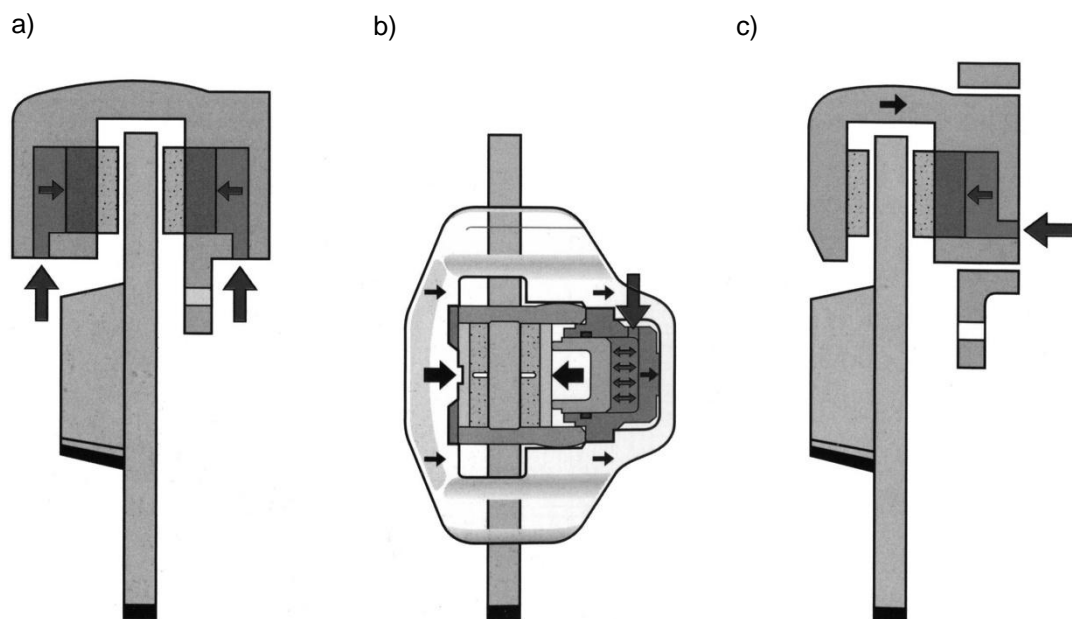


*Obr. 8 - Brzdové čelisti: a) s pevným otočným bodem; b) s pevným otočným bodem dojitým; c) paralelně podepřené brzdové čelisti; d) šikmo podepřené brzdové čelisti [3]*

## **2.3.12 Kotoučové brzdy**

### **2.3.12.1 Princip činnosti**

Kotoučové brzdy vytvářejí brzdnou sílu na povrchu brzdového kotouče otáčejícího se spolu s kolem. Brzdový třmen je tvaru U a je upevněn držákem na neotáčejících se částech vozidla.



Obr. 9 - Kotoučové brzdy: a) s pevným třmenem; b) s plovoucím rámem; c) s plovoucím třmenem [3]

### 2.3.12.2 Provedení

U kotoučových brzd lze rozlišit tři provedení:

- Brzda s pevným třmenem: V nepohyblivém třmenu jsou dva písty, které z obou stran přitlačují brzdové obložení k brzdovému kotouči.
- Brzda s plovoucím rámem: Pevný držák brzdy nese pohyblivý rám. Písty přitlačují vnitřní obložení přímo k brzdovému kotouči, přičemž se posouvá těleso s brzdovým válcem plovoucího rámu a takto nepřímě přitlačuje vnější brzdové obložení k brzdovému kotouči.
- Brzda s plovoucím třmenem: Jedná se o další vývojový stupeň brzdy s plovoucím rámem. V pohyblivém tělese píst přitlačuje vnitřní brzdové obložení přímo k brzdovému kotouči, Tímto vyvolává reakci, která posouvá těleso a přitlačuje vnější brzdové obložení k brzdovému kotouči.

### 2.3.12.3 Vlastnosti kotoučových brzd

Díky relativní malé ploše, na které dochází v daný okamžik ke tření mezi brzdovými destičkami a kotoučem, je brzdový kotouč během jízdy efektivně chlazen proudícím vzduchem. Díky odvodu tepla se povrchové vlastnosti kotouče mění



nepatrně a tím pádem je součinitel tření daleko stálejší, než je tomu tak u bubnové brzdy. Oproti bubnové brzdě mají kotoučové brzdy řadu dalších výhod, jako je například snazší vymezování vůle mezi kotoučem a brzdovými destičkami a také jednodušší provádění rychlých oprav.

Nevýhody kotoučových brzd jsou hlavně malý vnitřní převod, který vyžaduje větší ovládací sílu, vysoké teploty v místě dotyku brzdové destičky s brzdovým kotoučem. Kotoučové brzdy také nedisponují samoposilovacím účinkem, proto se používají brzdové písty větších rozměrů oproti pístům montovaným v bubnových brzdách.

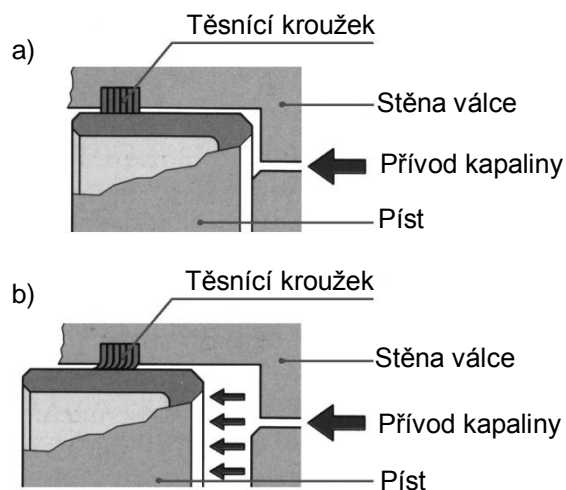
Značnou komplikací pro konstrukci brzdy, v případě použití na zadní nápravě, je nutnost dvojí funkce – jako provozní i jako parkovací brzda. Konstrukční a finanční náročnost způsobuje, že pokud je to možné, automobilky se snaží u levnějších a lehčích vozů používat na zadní nápravě brzdy bubnové.

#### **2.3.12.4 Samočinné nastavení vůle**

V drážce brzdového válce třmenu brzdy je pryžový těsnicí kroužek, který těsní brzdový píst a samočinně vymezuje vůli mezi brzdovými destičkami a kotoučem.

Vnitřní průměr těsnicího kroužku je menší než je průměr brzdícího pístu, proto je píst obepínám s mírným předpětím. Při působení tlaku brzdovou kapalinou je píst unášen směrem k brzdovému kotouči a přitlačí k němu brzdové destičky. V tento okamžik je těsnicí kroužek napnut. Po uvolnění brzdy a poklesu hydraulického tlaku se těsnicí kroužek v důsledku pružné deformace snaží dostat zpět do výchozího stavu. Tím vrátí i píst do výchozí polohy.

Při větších hodnotách opotřebení brzdových destiček a kotouče dovoluje těsnicí kroužek pístu „prokluz“ a tím dochází k seřízení vůle brzdového obložení. Na tomto principu je udržována relativně konstantní vůle mezi brzdovým obložením a kotoučem. Vůle se běžně pohybuje okolo hodnoty 0,15 mm.



Obr. 10 - Těsnící kroužek pístu: a) jízdní poloha; b) poloha brzdění [3]

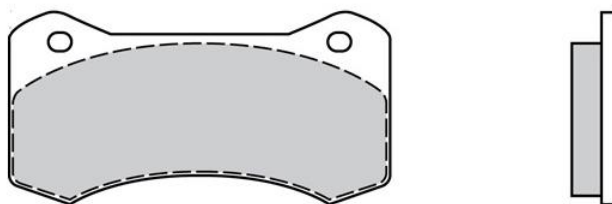
### 2.3.12.5 Rozpěrná pružina

Rozpěrná pružina má za úkol přitlačovat brzdové obložení k brzdovému pístu a podporovat uvolňování brzdy.

### 2.3.13 Brzdové obložení

Při brzdění jsou brzdová obložení na brzdách kol přitlačována k brzdovému kotouči spojeným s kolem. Tyto třecí dvojice vytvářejí třecí, brzdnou sílu. Součinitel kluzného tření mezi brzdovým obložením a brzdovým kotoučem určuje mimo jiné sílu, kterou je nutno vyvinout na brzdový pedál pro určitou intenzitu brzdění. Kromě toho má podstatný vliv na přizpůsobení brzd a na stabilitu vozidla při brzdění.

Obložení kotoučových brzd (brzdové destičky) se skládají z třecí vrstvy a mezivrstvy, která je pomocí vrstvy lepidla spojena s nosnou deskou obložení.



Obr. 11 - Brzdová destička Wilwood BP - 40 [6]

#### 2.3.13.1 Složení brzdového obložení

Brzdová obložení jsou vyráběna ze čtyř skupin výchozích materiálů (kovy, plniva, kluzné prostředky a organické složky), přičemž podíl použití jednotlivých skupin výchozího materiálu se liší podle oblasti použití a požadovaného součinitele

kluzného tření. Obložení pro kotoučové brzdy vozidel nejvyšší třídy má jiné složení než obložení pro brzdy malého vozu. Přesné poměry použitých materiálů a receptury jsou tajemství jednotlivých výrobců.

<b>Materiálová skupina</b>	<b>Výchozí materiály</b>	<b>Objem [%]</b>
Kovy	Ocelová vlna	14
	Měděný prášek	
Plniva	Oxid hliníku	23
	Slídový prášek	
	Živec	
	Oxid železa	
Kluzné prostředky	Antimonsulfid	35
	Grafit	
	Koksový prášek	
Organické složky	Aramidové vlákno	28
	Plnivo v pryskyřici	
	Pryskyřice jako pojivo	

*Tab 1- Příklad složení směsi brzdového obložení [3]*

#### **2.3.13.2 Četnost výměny brzdového obložení**

Obložení pro bubnové brzdy mají tzv. četnost výměny 1:2 a obložení pro kotoučové brzdy 1:5. Brzdový buben tedy vydrží dvakrát tak dlouho jako příslušné brzdové obložení a brzdový kotouč pětikrát déle než příslušné obložení kotoučové brzdy.

Brzdová obložení nebo brzdové kotouče musí být vyměňovány na kolech nápravy současně. To proto, aby se zajistilo symetrické rozdělení brzdného účinku na celé nápravě.

#### **2.3.13.3 Požadavky na kvalitu brzdového obložení**

Požadavky na kvalitu brzdového obložení se dělí do tří oblastí: bezpečnost, komfort a životnost. Tyto tři požadavky je během vývoje navzájem sladit dohromady.

##### **Bezpečnost:**

- Stálost součinitele tření
- Odolnost proti otěru
- Stlačitelnost
- Objemová stálost
- Tepelná odolnost

- Odolnost proti vzplanutí
- Odolnost proti korozi
- Vhodné záběhové vlastnost

**Komfort:**

- Hlukové vlastnosti
- Tlumení vibrací

**Životnost:**

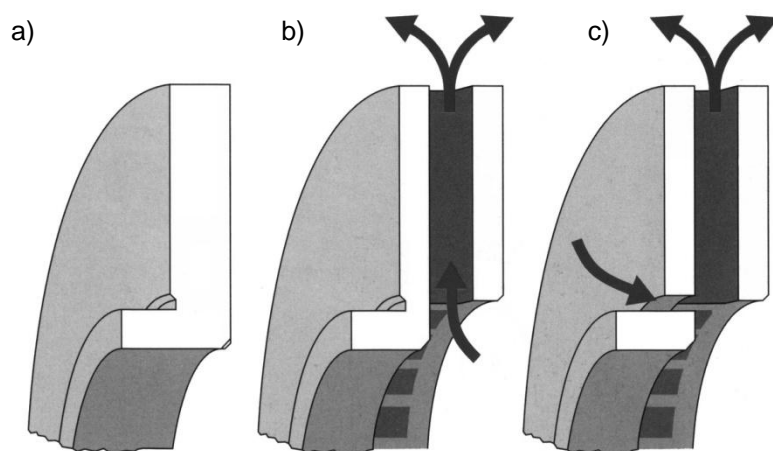
- Vlastnosti z hlediska opotřebení

### 2.3.14 Brzdové kotouče

Brzdové kotouče jsou stejně jako brzdové bubny upevněny na nábojích kol a jsou ve většině případů vyrobeny ze šedé litiny.

Ve srovnání s brzdovými bubny jsou brzdové kotouče namáhány vyššími přitlačnými silami (způsobeno mimo jiné velikostí třecí plochy). To vede k vyššímu vývinu tepla a k rychlejšímu opotřebení brzdového obložení kotoučových brzd. Brzdové kotouče jsou během jízdy vydatně obtékány proudícím vzduchem, čímž jsou i chlazeny.

Pro vozidla s nižší hmotností a vozidla určena pro nižší rychlosti se brzdové kotouče vyrábějí plné, bez vnitřního chlazení. Chlazené brzdové kotouče, většinou kotouče větších rozměrů, mají díky vyšší hmotnosti vyšší schopnosti akumulace tepla a díky radiálně uspořádaným chladícím kanálům, kterými protéká vzduch a působí jako ventilátor, jsou rychleji chlazeny. Proto jsou brzdové kotouče s vnitřním chlazením přednostně používány na přední nápravě.



Obr. 12 - Brzdové kotouče: a) solid; b) s vnitřním chlazením; c) s vnějším chlazením [3]

### 3 Silový rozbor brzdění

V této části práce budou středem zájmu zejména dynamické děje a brzdné účinky při provozním brzdění. To znamená např. délka brzdné dráhy, velikost brzdných sil na nápravách, jejich grafický průběh a podobně.

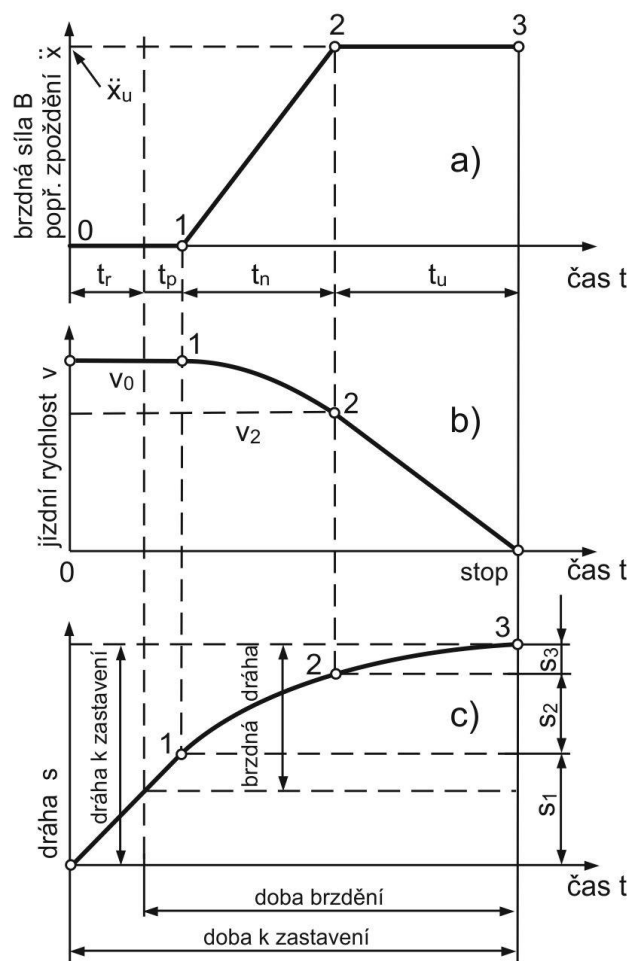
Je-li potřeba zastavit vozidlo na co nejkratším úseku, pak se nabízí hodnotit kvalitu brzdového systému podle délky brzdné dráhy.

#### 3.1 Průběh brzdění

Průběh brzdění je vyjádřen třemi diagramy (*Graf 1*). Všechny tři diagramy jsou vynášeny v závislosti na čase. Osa času je rozdělena do 4 hlavních částí, jejichž význam je:

- $t_r$  - „reakční doba“ – jedná se dobu, která uplyne od zpozorování překážky řidičem až po přiložení nohy na brzdový pedál a vyvození síly na něj.
- $t_p$  - „doba prodlevy“ – doba prodlevy je doba mezi okamžikem, kdy řidič začne tlačit na brzdový pedál a okamžikem, kdy se začne projevovat účinek brzdění. Během tohoto časového úseku probíhá překonávání vůlí v kloubech a ložiskách a brzdové obložení musí dolehnout na třecí plochu brzdového kotouče.
- $t_n$  - „doba náběhu brzdění“ – čas od okamžiku, kdy se začne projevovat účinek brzdění, do okamžiku, kdy dosáhne své maximální výše
- $t_u$  - „doba plného brzdění“ – časový úsek, kdy probíhá plné brzdění, na jeho konci je vozidlo zcela zastaveno. Zpomalení v tomto časovém úseku je konstantní  $a = a_u$ .

Po dobu ( $t_r + t_p$ ) je rychlost jízdy konstantní, je tedy rovna počáteční rychlosti  $v_0$ .



Graf 1- Průběh brzdění [1]

### 3.1.1 Dráha k zastavení vozidla

Dráha k zastavení vozidla se skládá z úseků (viz Graf 1):

- a) z dráhy ujeté během doby  $t_r + t_p$  (úsek 0 – 1) – zde je konstantní rychlost  $v_0$ , proto  $a = 0$ , tudíž:

$$s_1 = v_0(t_r + t_p) \quad (3.1)$$

- b) z dráhy během doby náběhu brzdění (úsek 1 – 2) – zrychlení vozidla  $a_{12}$  je záporné ve směru pohybu:

$$a_{12} = \frac{-a_u}{t_n} t \quad (3.2)$$

rychlost:

$$v_{12} = v_0 + \int a_{12} dt = v_0 - \frac{a_u}{2t_n} t^2 \quad (3.3)$$

dráha:

$$s_2 = \int_0^{t_n} v_{12} dt = v_0 t_n - \frac{a_u}{6} t_n^2 \quad (3.4)$$

c) z dráhy doby plného brzdění  $t_u$  (úsek 2 – 3) - v tomto úseku je zpomalení  $a = a_u = konst.$  Proto rychlost:

$$v_{23} = v_2 - a_u \int dt = v_2 - a_u t \quad (3.5)$$

Rychlost  $v_2$  je rychlost, kterou se vozidlo pohybuje na konci úseku 1 – 2 a na začátku úseku 2 – 3. Rychlost  $v_2$  tudíž vypočteme z rovnice (3.3) pro čas  $t = t_n$ :

$$v_2 = v_0 - \frac{a_u t}{2} t_n \quad (3.6)$$

Doba plného brzdění  $t_u$  plyne z rovnice (3.5), kdy na konci klesne rychlost jízdy vozidla na nulu ( $v_{23} = 0, t = t_u$ )

$$t_u = \frac{v_2}{a_u} \quad (3.7)$$

Vzhledem k rovnici (3.6):

$$t_u = \frac{v_0}{a_u} - \frac{t_n}{2} \quad (3.8)$$

Brzdná dráha v tomto úseku je tedy:

$$s_3 = \int_0^{t_u} v_{23} dt = v_2 t_u - \frac{a_u}{2} t_u^2 = \frac{v_2^2}{2a_u} = \frac{1}{2a_u} (v_0^2 - v_0 a_u t_n + \frac{a_u^2}{4} t_n^2) \quad (3.9)$$

Celková dráha do zastavení vozidla plyne z rovnic (3.1), (3.4), (3.9):

$$s_c = s_1 + s_2 + s_3 = v_0 \left( t_r + t_p + \frac{t_n}{2} \right) + \frac{v_0^2}{2a_u} - \frac{a_u}{24} t_n^2 \quad (3.10)$$

Třetí člen této rovnice může být zanedbán, proto:

$$s_c \cong v_0 \left( t_r + t_p + \frac{t_n}{2} \right) + \frac{v_0^2}{2a_u} \quad (3.11)$$

### 3.1.2 Dráha brzdění

Dráha ujetá od okamžiku působení silou na pedál až do zastavení vozidla. Vyplývá z rovnice (3.11), kdy nepočítáme s reakční dobou  $t_r$ :

$$s \cong v_0 \left( t_p + \frac{t_n}{2} \right) + \frac{v_0^2}{2a_u} \quad (3.12)$$

### 3.1.3 Celková doba zastavení vozidla

$$t_c = t_r + t_p + t_n + t_u = t_r + t_p + \frac{t_n}{2} + \frac{v_0}{a_u} \quad (3.13)$$

### 3.1.4 Celková doba brzdění

Doba brzdění  $t$  nezahrnuje reakční dobu  $t_r$ , proto:

$$t = t_p + \frac{t_n}{2} + \frac{v_0}{a_u} \quad (3.14)$$

### 3.1.5 Přípustná brzdná dráha

Přípustná brzdná dráha je stanovena mezinárodními předpisy (EHK č. 13) a také českými národními předpisy (vyhláška č. 105/1995 Sb.) stanovující přípustné dráhy pro provozní a nouzové brzdění pro různé kategorie vozidel.

Požadavek na délku brzdné dráhy při provozním brzdění osobního automobilu je formulován takto:

$$s = 0,1v_0 + \frac{v_0^2}{150} \quad (3.15)$$

Kde  $s [m]$  je brzdná dráha a  $v_0 [km/h]$  je počáteční rychlost, ze které je prováděno měření účinku brzdění. Pro osobní automobily je rychlost  $v_0$  stanovena na hodnotu 80 km/h. Z toho plyne maximální přípustná brzdná dráha při provozním brzdění:

$$s = 0,1 * 80 + \frac{80^2}{150} = 50,7 \text{ m}$$

Přepíšeme-li rovnici (3.15) do obecného tvaru, dostaneme rovnici:

$$s = t_1 \frac{v_0}{3,6} + \frac{v_0^2}{2a_u \cdot 3,6^2} = s_1 + s_2$$

$$s_1 = t_1 \frac{v_0}{3,6} \quad (3.16)$$

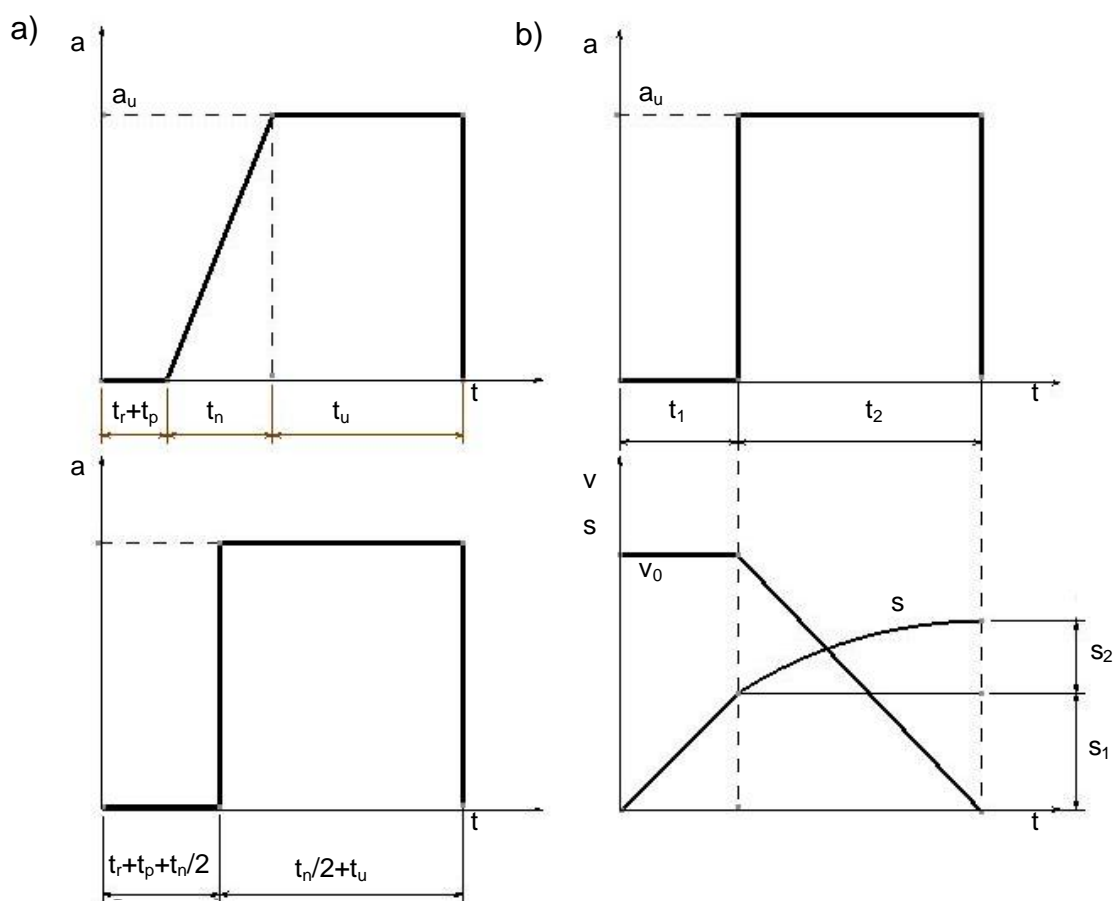
$$s_2 = \frac{v_0^2}{2a_u \cdot 3,6^2} = \frac{a_u}{2} \quad (3.17)$$

Rovnice (3.15) tedy předpokládá, že po dobu  $t_1$  se vozidlo pohybuje stálou rychlostí  $v_0$ , rovnoměrným pohybem a po dobu  $t_2$  pohybem rovnoměrně zpožděným s brzdným zpomalením.



Kategorie vozidel		Osobní automobily
Provozní brzda	Počáteční rychlost	80 km/h
	Max. brzdná dráha	50,7 m
	Max. nožní síla	500 N
	Max. prodleva	0,36 s
	Zpomalení	5,8 m/s <sup>2</sup>
Nouz. brzdění	Max. brzdná dráha	93,4 m
	Max. ruční síla	400 N

Tab 2 - Požadavky na brzdný účinek podle EHK-R13, ES 71/320 [1]



Graf 2 – Průběh brzdění a) skokový průběh zpoždění vozidla, b) předpokládaný průběh brzdění podle zákonných předpisů [1]

Porovnáním rovnice (3.16) s prvním členem na pravé straně rovnice (3.15) dostáváme výsledek pro  $t_1 = 0,36$  s.

Porovnáme-li rovnici (3.17) s druhým členem na pravé straně rovnice (3.15), obdržíme hodnotu plného brzdného zpomalení:

$$\frac{v_0^2}{2a_u \cdot 3,6^2} = \frac{v_0^2}{150}$$

$$a_u = 5,8 \text{ m/s}^2$$

Celková doba provozního brzdění tedy nesmí překročit hodnotu  $t$ .

$$t = t_1 + t_2 = 0,36 + 3,84 = 4,2 \text{ s} \quad (3.18)$$

### 3.1.6 Poměrné zpomalení, brzdné síly

Během brzdění je zrychlení vozidla záporné, také obvodové síly na kolech jsou záporné (vůči směru jízdy). Poměr zrychlení (záporného) k tíhové síle se nazývá poměrné zpomalení.

$$z = -\frac{a}{g} \quad (3.19)$$

Vodorovné reakce mezi koly a vozovkou se značí jako brzdné síly

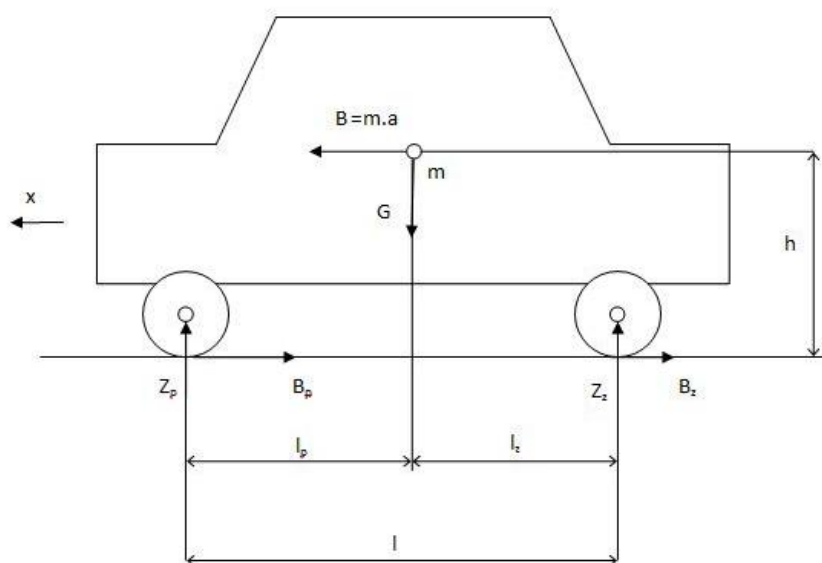
$$B_p = -H_p; B_z = -H_z \quad (3.20)$$

Pro součet obvodových sil platí:

$$H_p + H_z = ma \quad (3.21)$$

Tudíž vzhledem k rovnicím (3.19) a (3.20):

$$B_p + B_z = Gz \quad (3.22)$$



Obr. 13 - Síly působící na vozidlo při brzdění

V těžišti vozidla působí při brzdění setrvačná síla  $ma = Gz$  a na nápravách brzdné síly  $B_p$  a  $B_z$ . Zanedbáme-li valivý odpor, vztlak, vzdušný odpor a setrvačné momenty rotujících kol, pak zatížení náprav vyplývá z momentových podmínek rovnováhy.

$$Z_p l - Gzh - Gl_z = 0$$

$$Z_p = G \left( \frac{l_z}{l} + z \frac{h}{l} \right) = Z_{pstat} + Gz \frac{h}{l} \quad (3.23)$$

$$Z_z l + Gzh - Gl_p = 0$$

$$Z_z = G \left( \frac{l_p}{l} - z \frac{h}{l} \right) = Z_{pstat} - Gz \frac{h}{l} \quad (3.24)$$

Při zavedení označení

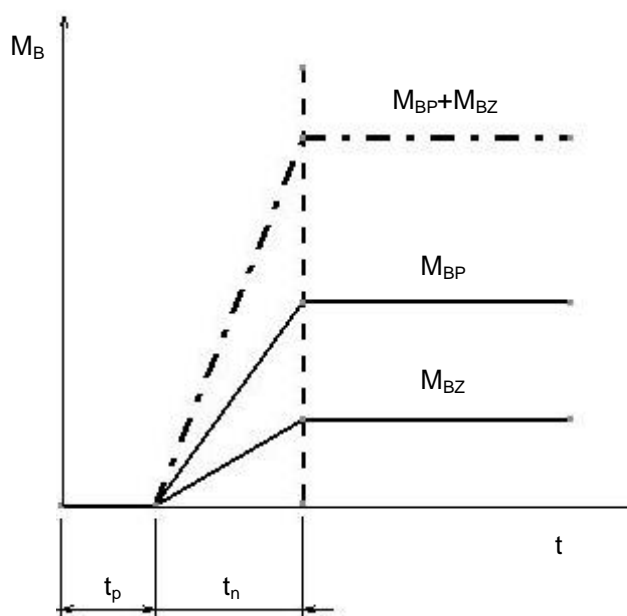
$$\chi = \frac{h}{l}; \quad \psi = \frac{l_p}{l}; \quad \frac{l_z}{l} = \frac{l - l_p}{l} = 1 - \psi \quad (3.25)$$

vzniknou rovnice:

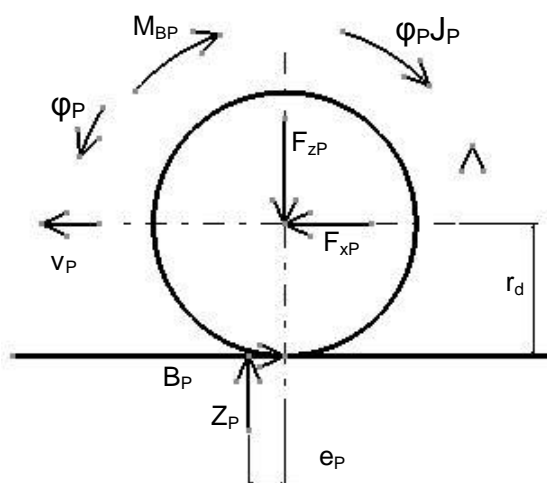
$$Z_p = G(1 - \psi + z\chi) \quad (3.26)$$

$$Z_z = G(\psi - z\chi) \quad (3.27)$$

Při stlačení brzdového pedálu začnou na kolech účinkem třecích brzd působit brzdné momenty. Brzdné momenty vzrůstají většinou téměř lineárně během doby náběhu brzdění.



Graf 3 - Brzdny moment na nápravách [1]



Obr. 14 - Síly na brzděné nápravě [1]

Pohybová rovnice pro přední nápravu:

$$-J_P \ddot{\phi}_P - M_{BP} - Z_P e_P + B_P r_d = 0$$

Síla na přední nápravě je tedy:

$$B_P = \frac{M_{BP}}{r_d} + J_P \frac{\ddot{\phi}_P}{r_d} + Z_P \frac{e_P}{r_d} \quad (3.28)$$

Podobně pro zadní nápravu:

$$B_Z = \frac{M_{BZ}}{r_d} + J_Z \frac{\ddot{\phi}_Z}{r_d} + Z_Z \frac{e_Z}{r_d} \quad (3.29)$$

Zanedbáme-li valivé odpory a setrvačné účinky, pak dostáváme:

$$B_P \approx \frac{M_{BP}}{r_d}; B_Z \approx \frac{M_{BZ}}{r_d} \quad (3.30)$$

Brzdné vlastností vozidla závisí na velikosti brzdných momentů přiváděných na nápravu  $M_{BP}$  a  $M_{BZ}$ . Proto je účelné definovat poměr brzdných momentů

$$i = \frac{M_{BZ}}{M_{BZ} + M_{BP}}; 1 - i = \frac{M_{BP}}{M_{BP} + M_{BZ}} \quad (3.31)$$

Po dosazení těchto výrazů do rovnic (3.30) a (3.22) vzejde poměr brzdných sil:

$$i = \frac{B_Z}{B_Z + B_P}; 1 - i = \frac{B_P}{B_P + B_Z} \quad (3.32)$$

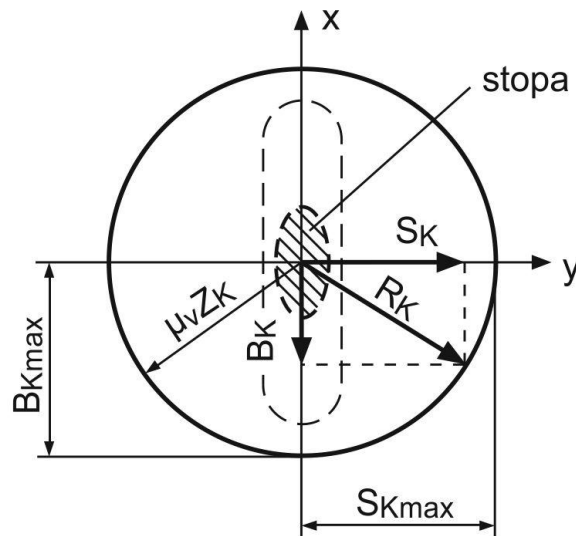
### 3.1.7 Směrová stabilita brzděného vozidla

Maximální brzdné síly jsou omezeny přilnavostí třecí dvojice pneumatika – vozovka.

$$B_{Pmax} = \mu_v Z_P; B_{Zmax} = \mu_v Z_Z \quad (3.33)$$

Kde  $\mu_v$  [-] je součinitel přilnavosti v podélném směru valení pneumatiky.

Působí-li na pneumatice mimo obvodové síly ještě síla boční, pak vektorový součet působících sil nesmí překročit maximální hodnotu. Tato hodnota závisí na přilnavosti a při jejím překročení se pneumatika dostane do smyku.



Obr. 15 - Síly působící na pneumatiku [1]

Za předpokladu, že přilnavost pneumatiky je stejná v podélném i příčném směru, pak je výslednice sil (ve skutečnosti není, ale předpoklad stejné přilnavosti v obou směrech neznamená velkou chybu v konečném výsledku):

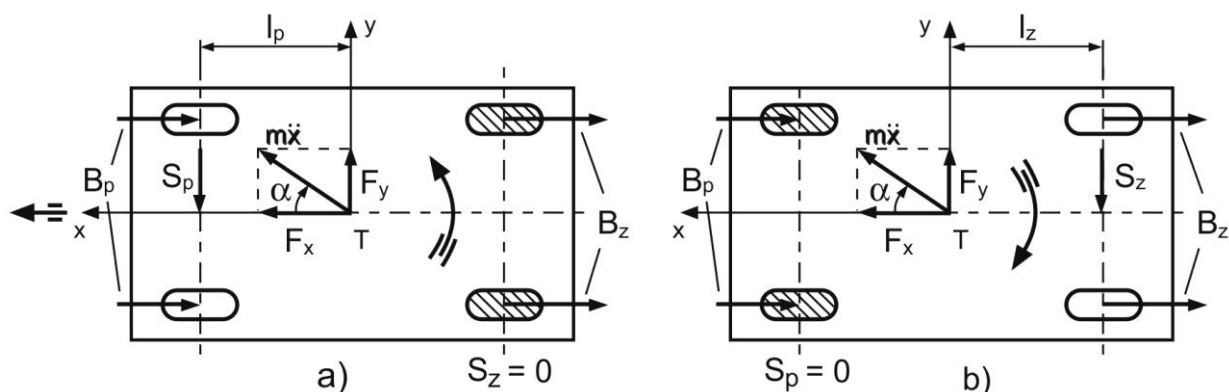
$$R_K = \sqrt{B_K^2 + S_K^2} \leq \mu_v Z_K \quad (3.34)$$

$B_K$  [N] je brzdná síla kola,  $S_K$  [N] je boční vodící síla kola a  $Z_K$  [N] představuje radiální reakce kola. Geometrickým místem koncových bodů vektoru výsledné přenositelné vodorovné síly  $R_K$  je kružnice opsaná ze středu stopy poloměrem  $\mu_v Z_K$ . Bude-li brzdná síla na kole rovna maximální přenositelné síle,

$$B_K = B_{Kmax} = \mu_v Z_K \quad (3.35)$$

pak podle Obr. 14 je boční síla kola  $S_K$  rovna nule a kolo není bočně vedeno. Je-li brzdná síla větší, než  $B_{Kmax}$ , pak dochází k zablokování kola a kolo se pohybuje smykem bez boční vodící síly.

Stabilita při brzdění závisí na rozdělení celkové brzdné síly vozidla na přední a zadní nápravu, jinak řečeno na tom, u které nápravy dojde k blokování kol.



Obr. 16 - Směrová stabilita: a) pro blokující kola zadní nápravy; b) blokující kola přední nápravy [1]

Neleží-li setrvačná síla  $m \cdot a$  vlivem nějaké vnější rušivé síly ve směru podélné osy vozidla, ale pod úhlem  $\alpha$  k této ose, pak vznikne složka rušivé síly  $F_y$  kolmá k podélné ose. Tato složka  $F_y$  je udržována v rovnováze s bočními silami na kolech. Blokují-li kola zadní nápravy, pak boční vodící síla zadní nápravy  $S_z = 0$  a boční sílu přenášejí jen přední kola. Tím vznikne silová dvojice  $S_p l_p = F_y l_p$ , která natáčí vozidlo kolem jeho svislé osy od směru setrvačné síly doleva. Tím se úhel  $\alpha$  zvětšuje, což je znamení nestabilního děje.

Blokují-li kola přední nápravy, pak boční síla působí pouze na zadní nápravě a při stejné vnější poruše vzniká opačný moment  $S_z l_z$ , který úhel  $\alpha$  zmenšuje. Tím se vozidlo natáčí do směru setrvačné síly. Tím pádem se automobil s blokujícími předními koly pohybuje přibližně ve stejném směru jako před brzděním a chová se stabilně.

Z hlediska směrové stability při přímě jízdě je nutno volit rozdělování brzdových sil nápravy tak, aby bylo zabráněno přebrzdění zadní nápravy, protože blokující kola na zadní nápravě vyvolávají rotaci vozidla kolem svislé osy, která je normálním řidičem těžko ovladatelná.

### 3.1.8 Ideální brzdné síly

Ideálními brzdnými silami jsou nazývány maximální přenositelné síly na nápravách vozidla:

$$B_{p id} = B_{p max} = \mu_V Z_p; \quad (3.36)$$

$$B_{z id} = B_{z max} = \mu_V Z_z \quad (3.37)$$

Skutečné brzdné síly lze vyjádřit podobně:

$$B_p = f_p Z_p; \quad (3.38)$$

$$B_Z = f_Z Z_Z \quad (3.39)$$

Kde  $f_P$  a  $f_Z$  jsou součinitelé využívané přilnavosti pro přední a zadní nápravu.

V případě, kdy součinitelé využívané přilnavosti na přední a na zadní nápravě jsou stejně velké a rovny součiniteli valivé přilnavosti,

$$f_P = f_Z = \mu_V \quad (3.40)$$

hovoříme o takzvaném ideálním rozdělení brzdných sil. Celková brzdná síla  $G \cdot z$  podle rovnice (3.22) je pro ideální brzdné síly:

$$Gz = B_{P\ id} + B_{Z\ id} = \mu_V (Z_P + Z_Z) \quad (3.41)$$

Protože  $Z_P + Z_Z = G$ , plyne z rovnice (3.41), že při ideálním rozdělení brzdných sil je poměrné zpomalení stejně velké, jako součinitel valivé přilnavosti. Toto poměrné zpomalení se nazývá ideálním

$$z_{id} = \mu_V \quad (3.42)$$

Poměr skutečného poměrného zpomalení  $z$  a ideálního  $z_{id}$  je tzv. stupeň využití přilnavosti

$$\epsilon = \frac{z}{\mu_V} = \frac{B}{\mu_V G}. \quad (3.43)$$

Dosazením rovnice (3.42) do (3.36) a (3.37) a dynamická zatížení náprav  $Z_P$  a  $Z_Z$  vyjádřením podle (3.26) a (3.27) vznikne vztah pro ideální brzdné síly

$$\frac{B_{P\ id}}{G} = z(1 - \psi + z\chi); \quad \frac{B_{Z\ id}}{G} = z(\psi - z\chi) \quad (3.44)$$

Brzdné síly náprav vztažené na tíhu vozidla nazveme měrnými brzdnými silami. Pro skutečné měrné brzdné síly plyne z rovnice (3.38) a (3.39)

$$\frac{B_P}{G} = f_P \frac{Z_P}{G} = f_P (1 - \psi + z\chi); \quad \frac{B_Z}{G} = f_Z \frac{Z_Z}{G} = f_Z (\psi - z\chi) \quad (3.45)$$

Z rovnice (3.43) je zřejmé, že stupeň využití přilnavosti  $\epsilon$  bude při daném poměrném zpomalení  $z$  záviset na velikosti součinitele valivé přilnavosti  $\mu_V$ . V případě, že brzdné síly budou ideálně rozděleny, bude  $\epsilon = 1$  pro každou hodnotu  $\mu_V$ , neboť vozidlo se bude pohybovat s ideálním poměrným zpomalením  $z_{id} = \mu_V$ . Ideální rozdělení brzdných sil, kde je splněna podmínka (3.41) znamená, že na každé nápravě je poměr brzdné síly k dynamickému zatížení nápravy pro jakékoliv zpoždění a tedy pro jakýkoliv součinitel přilnavosti stejně velký, neboť z rovnic (3.36) a (3.37) plyne:

$$\frac{B_{P\ id}}{Z_P} = \frac{B_{Z\ id}}{Z_Z}. \quad (3.46)$$

Po dosazení do této rovnice za  $Z_P$  a  $Z_Z$  rovnice (3.26) a (3.27) vznikne pro poměr ideálních brzdných sil

$$\frac{B_{P\ id}}{B_{Z\ id}} = \frac{Z_P}{Z_Z} = \frac{1-\psi+z\chi}{\psi-z\chi} = i_{(P/Z)id} \quad (3.47)$$

Výrazy podle (3.44) vyjadřují ideální rozdělení brzdných sil v závislosti na parametru  $z$ . Po jeho vyloučení z rovnic vyplyne rovnice paraboly:

$$\frac{B_{Z\ id}}{G} = \sqrt{\left(\frac{1-\psi}{2\chi}\right)^2 + \frac{1}{\chi} \frac{B_{P\ id}}{G}} - \frac{1-\psi}{2\chi} - \frac{B_{P\ id}}{G} \quad (3.48)$$

Tato parabola se nazývá ideální parabolou rozdělení brzdných sil a její příklad je na Obr. 6.

### 3.1.9 Skutečné brzdné síly

K určení brzdných vlastností vozidla je nutno znát skutečné rozdělení brzdných sil. Rozdělování brzdné síly na nápravy může být lineární (stálé), kdy poměr  $B_P/B_Z = konst$ , nebo se používá „regulace“ brzdných sil. Regulátor brzdné síly mění v závislosti na brzdném tlaku, zpoždění vozidla, dynamickém zatížení náprav nebo v závislosti na jiných veličinách, poměr brzdných tlaků mezi přední a zadní nápravou.

#### Lineární rozdělení brzdných sil

Při lineárním rozdělení je poměr brzdných sil na zadní a přední nápravě konstantní

$$\frac{B_P}{B_Z} = i_{Z/P} \quad (3.49)$$

Obvykle vyjadřuje podíl celkové brzdné síly připadající na zadní podle rovnice (3.32)

$$\frac{B_Z}{G_Z} = i; \quad \frac{B_P}{B_Z} = 1 - i \quad (3.50)$$

Brzdné síly na nápravách se pro zadanou hodnotu  $i$  určí ze vztahů

$$B_P = (1 - i)G_Z \quad (3.51)$$

Součinitelé využití přilnavosti pro přední a zadní nápravu plynulou z (3.45)

$$f_p = \frac{B_P}{Z_P} = \frac{B_P}{G(1-\psi+z\chi)}; \quad f_Z = \frac{B_Z}{Z_Z} = \frac{B_Z}{G(\psi-z\chi)} \quad (3.52)$$

Dosazením za  $B_P$  a  $B_Z$  z rovnice (3.50):

$$f_p = \frac{z(1-i)}{1-\psi+z\chi}; \quad f_Z = \frac{zi}{\psi-z\chi} \quad (3.53)$$

Bude-li využití přilnavosti na obou nápravách stejné  $f_p = f_Z$ , pak jsou brzdné síly rozděleny ideálně

$$i_{id} = \psi - z\chi \quad (3.54)$$



Měrné brzdné síly v případě lineárního rozdělení jsou podle (3.51):

$$\frac{B_P}{G} = (1 - i)z; \quad \frac{B_Z}{G} = iz \quad (3.55)$$

Vyloučením z těchto rovnic parametru  $z$  vznikne rovnice:

$$\frac{B_Z}{G} = \frac{i}{1-i} \frac{B_P}{G} \quad (3.56)$$

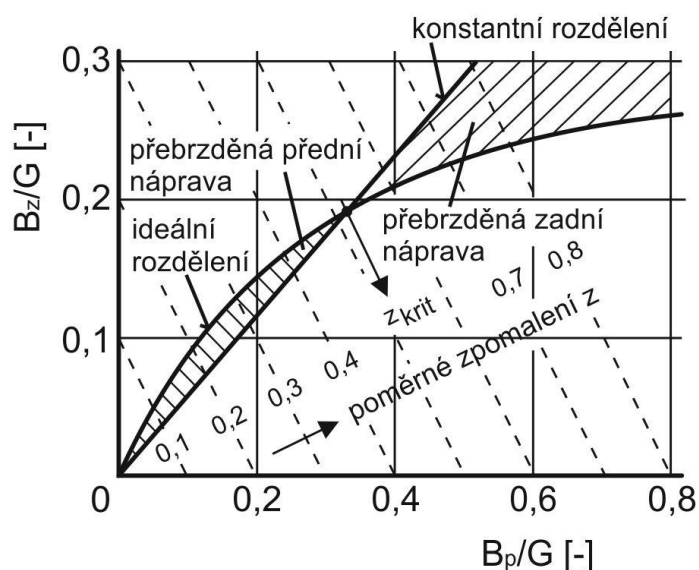
Názorný přehled o brzdných vlastnostech ideálního a skutečného rozdělení brzdných sil je znázorněn na *Grafu 4*. Průsečík přímky (podle rovnice (3.56)) s ideální parabolou (3.48) se nazývá kritickým bodem. V tomto bodě je skutečné rozdělení rovno ideálnímu rozdělení a vozidlo má poměrné zpomalení

$$z_{krit} = \frac{\psi - i}{\chi}. \quad (3.57)$$

V grafu jsou dále vyneseny přímky poměrného zpomalení (3.22)

$$z = \frac{B_P}{G} + \frac{B_Z}{G} \quad (3.58)$$

Tyto přímky probíhají v diagramu pod úhlem  $45^\circ$  a protínají svislou osu v bodech  $z = B_Z/G$  a vodorovnou osu v bodech  $z = B_P/G$ . Kritický bod rozděluje diagram na stabilní a nestabilní oblast. Pro  $z > z_{krit}$  je přebrzděna zadní náprava.

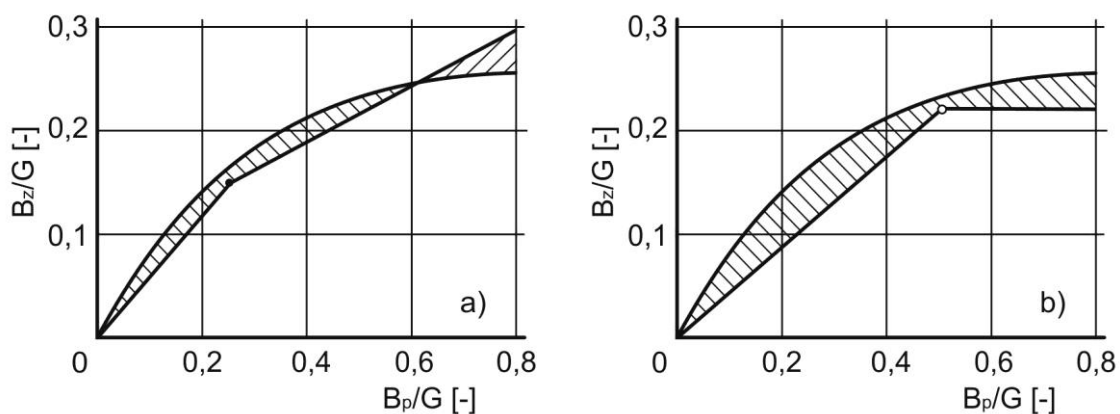


Graf 4 - Diagram rozdělení brzdných sil [1]

### Děliče brzdných sil

Děliče brzdných sil omezují nebo zmenšují brzdou sílu na zadní nápravě a tím i přebrzdění zadní nápravy. Přepínací tlak může být pevně nastaven nebo může záviset na statickém zatížení zadní nápravy. Při dosažení přepínacího tlaku zůstává

brzdňý tlak na zadnřích kolech konstantnř nebo vzrůstř i při zvětřujřící se síle na brzdovém pedřlu pomaleji, než brzdňý tlak na p řednří nřpravě.



Graf 5 - a) Regulřtor brzdňého tlaku; b) omezovač brzdňého tlaku [1]

## 4 Výpočet brzdové soustavy

Při výběru a dimenzování jednotlivých komponentů pro brzdovou soustavu elektromobilu eTUL jsem vycházel ze vstupních parametrů [4] a na základě konzultací s vedoucím bakalářské práce. Parametry jednotlivých komponentů jsem získal z dostupných katalogů výrobců, vlastním měřením rozměrů a konkrétními dotazy na jednotlivé výrobce.

Z hlediska bezpečnosti padla volba na dvouokruhovou brzdovou soustavu s uspořádáním do X, čili diagonální uspořádání, kdy každý brzdový okruh působí na jedno přední kolo a na úhlopříčce ležící zadní kolo.

### 4.1 Vstupní parametry vozidla

Parametr	Označení	Velikost	Jednotky
Váha vč. posádky	m	800	[kg]
Rozvor	l	2200	[mm]
Poloha těžiště od přední nápravy	$l_p$	1100	[mm]
Poloha těžiště od zadní nápravy	$l_z$	1100	[mm]
Výška těžiště	h	650	[mm]
Maximální rychlost	$v_{max}$	100	[km/h]
Dynamický rádius předního kola	$r_d$	292,25	[mm]
Dynamický rádius zadního kola	$r_d$	292,25	[mm]
Statické zatížení přední nápravy	$m_p$	400	[kg]
Statické zatížení zadní nápravy	$m_z$	400	[kg]

Tab 3 - Známé parametry elektromobilu eTUL [4]

Vzhledem k parametrům vozidla, jeho předpokládanému využití a tudíž i požadavkům na brzdovou soustavu, jsem se rozhodl pro využití kotoučových brzd pro přední nápravu a bubnových brzd pro nápravu zadní.

### 4.2 Dynamické zatížení náprav

Protože u vozidla nejsou použity žádné aerodynamické prvky, které by v rychlostech, ve kterých se bude vůz pohybovat, je ve výpočtech zanedbána velikost aerodynamické síly. Ta by zvyšovala koeficient pro styk pneumatiky s vozovkou. Koeficient pro styk pneumatiky s vozovkou  $\mu_i$  je proto volen v rozsahu 0,1 – 1,0. Pro přehlednost budou uvedeny výsledky výpočtů pro šest hodnot koeficientu.

$$\mu_i = \{0,1; 0,3; 0,5; 0,7; 0,9; 1,0\}$$

Výsledky pro jednotlivé hodnoty budou uvedeny v tabulce pod příslušným vztahem, jednotky výsledné budou uvedeny taktéž nad tabulkou jednotlivých hodnot.

Dynamické zatížení náprav vychází z momentových podmínek rovnováhy, uvedeno v rovnicích (3.23), (3.24).

#### 4.2.1 Dynamické zatížení přední nápravy:

$$Z_{Pi} = G \left( \frac{l_z}{l} + \mu_i \frac{h}{l} \right) \quad (4.1a)$$

$$Z_{Pi} = [kN]$$

4,156	4,620	5,083	5,547	6,011	6,243
-------	-------	-------	-------	-------	-------

#### 4.2.2 Dynamické zatížení zadní nápravy:

$$Z_{Zi} = G \left( \frac{l_p}{l} - \mu_i \frac{h}{l} \right) \quad (4.1b)$$

$$Z_{Zi} = [kN]$$

3,692	3,228	2,765	2,301	1,837	1,605
-------	-------	-------	-------	-------	-------

#### 4.2.3 Celková brzdná síla

Celková brzdná síla potřebná pro brzdění, platí pro obě nápravy dohromady:

$$B_i = mg\mu_i \quad (4.2)$$

$$B_i = [kN]$$

0,7848	2,3544	3,924	5,4936	7,0632	7,848
--------	--------	-------	--------	--------	-------

#### 4.2.4 Ideální brzdné síly na přední nápravě

Vzhledem k tomu, že na přední i zadní nápravě uvažujeme 2 stejná kola, brzdná síla se na jedné nápravě rozdělí právě na 2 kola. Brzdná síla na přední nápravě (rovnice 3.36):

$$B_{pi} = \mu_i Z_{Pi} \quad (4.3)$$

$$B_{pi} = [kN]$$

0,42	1,39	2,54	3,88	5,41	6,24
------	------	------	------	------	------

#### 4.2.5 Ideální brzdny moment na kole přední nápravy

Potřebný brzdny moment jednoho kola přední nápravy:

$$M_{Pi} = \frac{B_{pi} r_d}{2} \quad (4.4)$$

$$M_{Pi} = [Nm]$$

60,73	202,51	371,40	567,40	790,50	912,22
-------	--------	--------	--------	--------	--------

#### 4.2.6 Ideální brzdné síly na zadní nápravě

Analogicky ze vztahu (4.2)

$$B_{Zi} = \mu_i Z_{Zi} \quad (4.5)$$

$$B_{pi} = [kN]$$

0,37	0,97	1,38	1,61	1,65	1,61
------	------	------	------	------	------

#### 4.2.7 Ideální brzdný moment na kole zadní nápravy

Potřebný brzdný moment jednoho kola zadní nápravy:

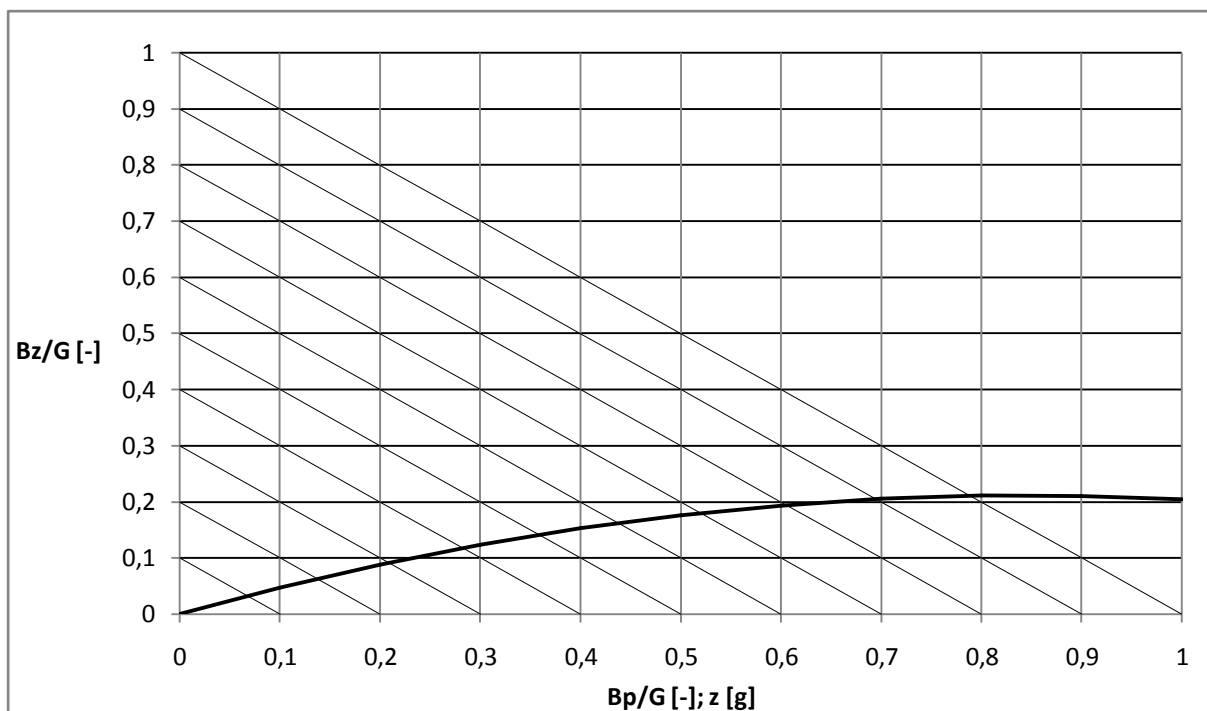
$$M_{Zi} = \frac{B_{Zi} r_d}{2} \quad (4.6)$$

$$M_{Zi} = [Nm]$$

53,95	141,52	201,99	235,35	241,61	234,57
-------	--------	--------	--------	--------	--------

#### 4.2.8 Ideální rozdělení brzdných sil

Z vypočtených ideálních brzdných sil pro jednotlivé nápravy vzejde ideální parabola rozdělení brzdných sil v závislosti na poměrném zpomalení.



Graf 6 - Ideální rozdělení brzdných sil

## 5 Návrh komponent brzdové soustavy

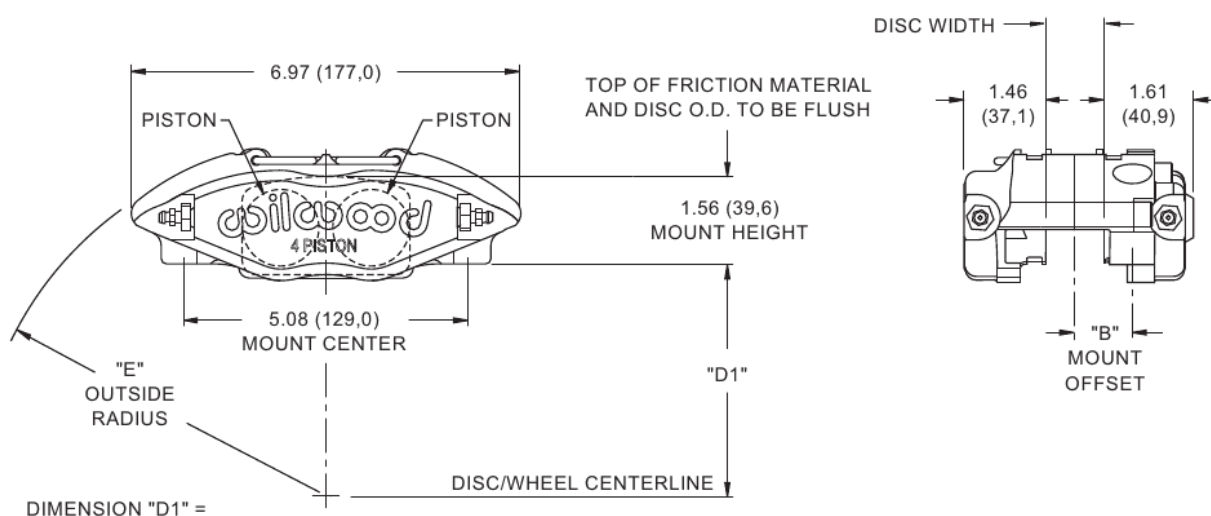
Při výběru a návrhu jednotlivých komponent jsem vycházel z výše uvedených výpočtů, ze známých údajů týkajících se zástavových prostorů, dále byl brán ohled na požadovanou jednoduchost celého brzdového systému a jeho nastavení.

### 5.1 Brzdový třmen přední nápravy

U výběru brzdového třmenu pro kola přední nápravy jsem se rozhodoval mezi dvěma možnostmi. První, nakonec zavržený, návrh spočíval ve využití přední kotoučové brzdy z vozu Škoda Fabia 2. generace. Tento třmen je vyroben z hliníku, je tzv. plovoucí a obsahuje jeden píst o průměru 54 mm. Výhodou této varianty by byla nižší hmotnost, menší nároky na zástavové prostory a snadný návrh brzdových destiček, držáku brzdy i brzdového kotouče.

Nakonec jsem se ale rozhodl pro brzdový třmen i držák třmenu od firmy Wilwood. V prospěch této varianty hovoří fakt, že se jedná o brzdu s tzv. pevným třmenem a dále je uváděn jako univerzální, čímž se později vyhneme možným problémům při dalším nastavování, které by se mohly vyskytnout u brzdy vyvinuté a určené pro jeden konkrétní vůz. Další výhodou brzdy s pevným třmenem je i jednodušší konstrukce, která spočívá v menším počtu pohyblivých dílů a tím pádem i méně vnitřních odporů a vyšší spolehlivost.

Z těchto důvodů tedy padla volba pro přední nápravu na dvojici čtyřpístových třmenů firmy Wilwood, firma dále nabízí a dodává i brzdové destičky a držák třmenu k této volbě. Katalogové údaje firmy Wilwood:

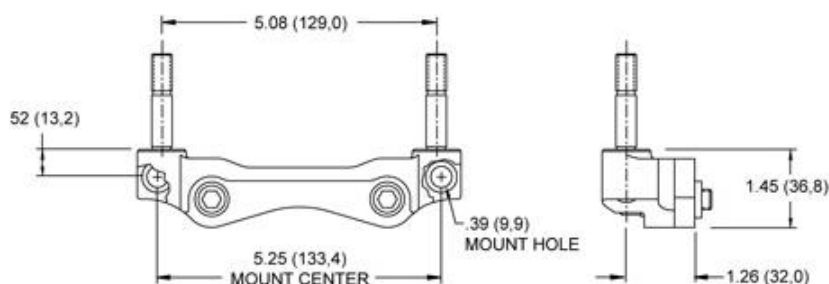


Obr. 17 - Wilwood Powelite Caliper [7]

<b>Označení třmenu</b>	Wilwood Powerlite Caliper 120-8729
<b>Materiál</b>	Hliník
<b>Hmotnost třmenu</b>	1,27 kg
<b>Počet pístů</b>	4; všechny stejný průměr
<b>Efektivní plocha pístů</b>	1935,5 mm <sup>2</sup>
<b>Maximální tloušťka brzdového kotouče</b>	22 mm
<b>Maximální průměr brzdového kotouče</b>	260,4 mm
<b>Číselné označení</b>	120-8729
<b>Pořizovací cena</b>	2 955 Kč

Tab 4 - Základní parametry brzdového třmenu přední nápravy [7]

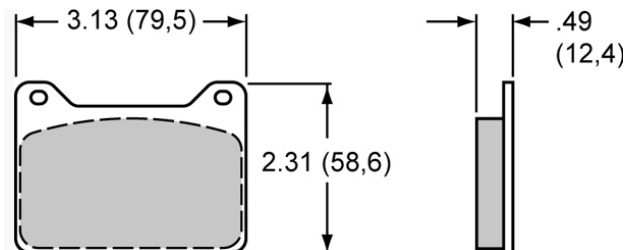
Držák brzdového třmenu je součástí samotného třmenu:



Obr. 18 – Držák brzdového třmenu [7]

## 5.2 Brzdové destičky přední nápravy

Brzdové destičky jsou pro zvolený typ brzdového třmenu doporučené přímo od výrobce, proto volím právě je.



Obr. 19 - Brzdové destičky Wilwood Brake Pad BP – 10 [7]

<b>Označení brzdové destičky</b>	Wilwood Brake Pad BP-10
<b>Plocha brzdové destičky</b>	3225,8 mm <sup>2</sup>
<b>Tloušťka brzdové destičky</b>	12,4 mm
<b>Maximální hodnota součinitele tření</b>	0,46
<b>Pořizovací cena</b>	1 100 Kč za 4 ks

Tab 5 - Parametry brzdových destiček [7]

### 5.3 Brzdový kotouč přední nápravy

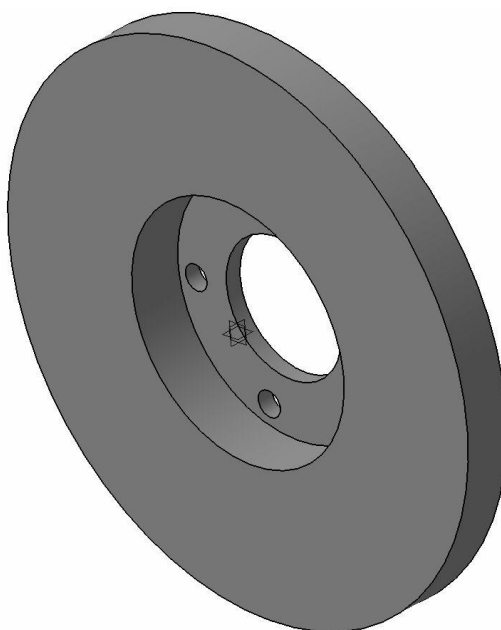
U volby brzdového kotouče přicházejí znovu dvě varianty. První je založena na výběru brzdového kotouče TRW DF4235. Jedná se o sériově vyráběný kotouč, jehož parametry jsou uvedeny v tabulce:

<b>Označení brzdového kotouče</b>	TRW 4235
<b>Chlazený</b>	ano
<b>Průměr kotouče</b>	256 mm
<b>Tloušťka kotouče</b>	22 mm, minimální 19 mm
<b>Průměr středového kruhu</b>	65 mm
<b>Výška kotouče</b>	36,9 mm
<b>Počet montážních děr</b>	5x 15,75
<b>Rozteče šroubů kola</b>	100 mm

*Tab 6 - Brzdový kotouč TRW DF4235 [8]*

Hlavním problémem se ukázal být průměr brzdového kotouče a možný problém při vsazení do brzdového třmenu. Proto jsem se rozhodl pro výrobu vlastního brzdového kotouče, který bude svými rozměry pasovat do předem určeného brzdového třmenu, právě ve firmě TRW.

Vzhledem k tomu, že se vůz, pro který je brzdová soustava navrhována, nebude pohybovat v rychlostech přesahující 100 km/h, nebude potřeba výroba chlazeného brzdového kotouče, ale vzniklé teplo stihne odvádět i plný brzdový kotouč. Při návrhu vycházím právě z výše uvedeného kotouče a požadavků zvoleného brzdového třmenu.



*Obr. 20 - Brzdový kotouč*



<b>Chlazený</b>	ne
<b>Průměr kotouče</b>	260,4 mm
<b>Tloušťka kotouče</b>	22 mm
<b>Průměr středového kruhu</b>	65 mm
<b>Výška kotouče</b>	36,9 mm
<b>Počet montážních děr</b>	5x M16
<b>Rozteče šroubů kola</b>	100 mm

*Tab 7 - Navržený brzdový kotouč*

Podrobný výrobní výkres navrhovaného kotouče je součástí přílohy.

## 5.4 Brzdový buben pro zadní nápravu

Brzdový buben, který navrhuji použít pro kola zadní nápravy, byl vybrán ze dvou kandidátů. Prvním kandidátem byl brzdový buben vozidla Nissan Micra (rok výroby 1998):

<b>Označení brzdového bubnu</b>	TRW DB4175
<b>Rozměr bubnu</b>	180 mm
<b>Maximální hodnota stočení</b>	181 mm
<b>Vnitřní výška</b>	32,5 mm
<b>Počet děr</b>	4
<b>Kruhový vývrt</b>	100 mm

*Tab 8 - Brzdový buben TRW DB4175 [9]*

Nakonec jsem však na doporučení zvolil brzdový buben TRW DB4299:

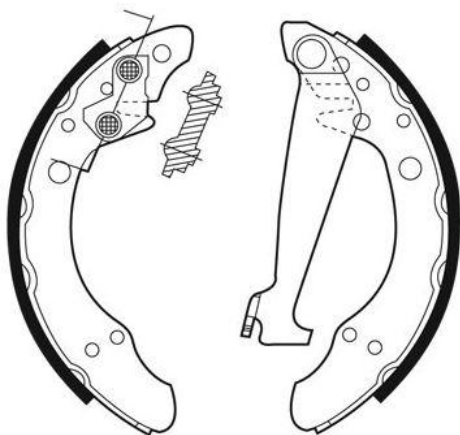
<b>Označení brzdového bubnu</b>	TRW DB4299
<b>Rozměr bubnu</b>	200 mm
<b>Maximální hodnota stočení</b>	201,5 mm
<b>Vnitřní výška</b>	51 mm
<b>Počet děr</b>	4
<b>Kruhový vývrt</b>	100 mm
<b>Průměr středového kruhu</b>	65 mm
<b>Pořizovací cena</b>	690 Kč

*Tab 9 - Brzdový buben TRW DB4299 [10]*

Hlavními důvody volby tohoto brzdového bubnu byly jeho rozměry, protože při použití náboje kola na zadní nápravě s vnějším průměrem 65 mm a roztečí děr 100 mm již není potřeba dalších úprav, jako by tomu bylo u brzdového bubnu z Nissanu Micra – například převrtávání děr.

## 5.5 Brzdové čelisti

Brzdové čelisti volím přímo určené k vybranému brzdovému bubnu.



Obr. 21 - Brzdové čelisti  
Ferodo FSB408 [11]

Označení	FEDORO FSB408
Průměr bubnu	200 mm
Tloušťka	5 mm
Šířka	40 mm
Váha	1,52 kg
Pořizovací cena	495 Kč

Tab 10 - Brzdové čelisti Ferodo FSB408 [11]

## 5.6 Brzdový váleček

Stejně tak jsem zvolil i brzdový váleček, který je doporučen výrobcem brzdového bubnu a čelistí.

Označení	FEDORO FHW339
Průměr	19,05 mm
Pořizovací cena	91 Kč

Tab 11 - Brzdový váleček Fedoro FHW339 [12]



Obr. 22 - Brzdový váleček  
Fedoro FHW339 [12]

## 5.7 Výpočet potřebného tlaku v hydraulické soustavě

### 5.7.1 Přední náprava

Plocha pístů na jednom kole

$$S_p = 1935,5 \text{ mm}^2$$

Součinitel tření mezi brzdovými destičkami a brzdovým kotoučem

$$\mu_p = 0,46$$

Dynamický průměr

$$R_d = 292,25 \text{ mm}$$

Efektivní poloměr

$$R_e = 110,2 \text{ mm}$$

Potřebná normálová síla

$$N_{Pi} = \frac{B_{Pi} R_d}{4 R_e \mu_p} \quad (4.7)$$

$$N_{Pi} = [kN]$$

0,60	2,00	3,66	5,60	7,80	9,00
------	------	------	------	------	------

Potřebný tlak pro přední nápravu

$$P_{Pi} = S_p N_{Pi} \quad (4.8)$$

$$P_{Pi} = [MPa]$$

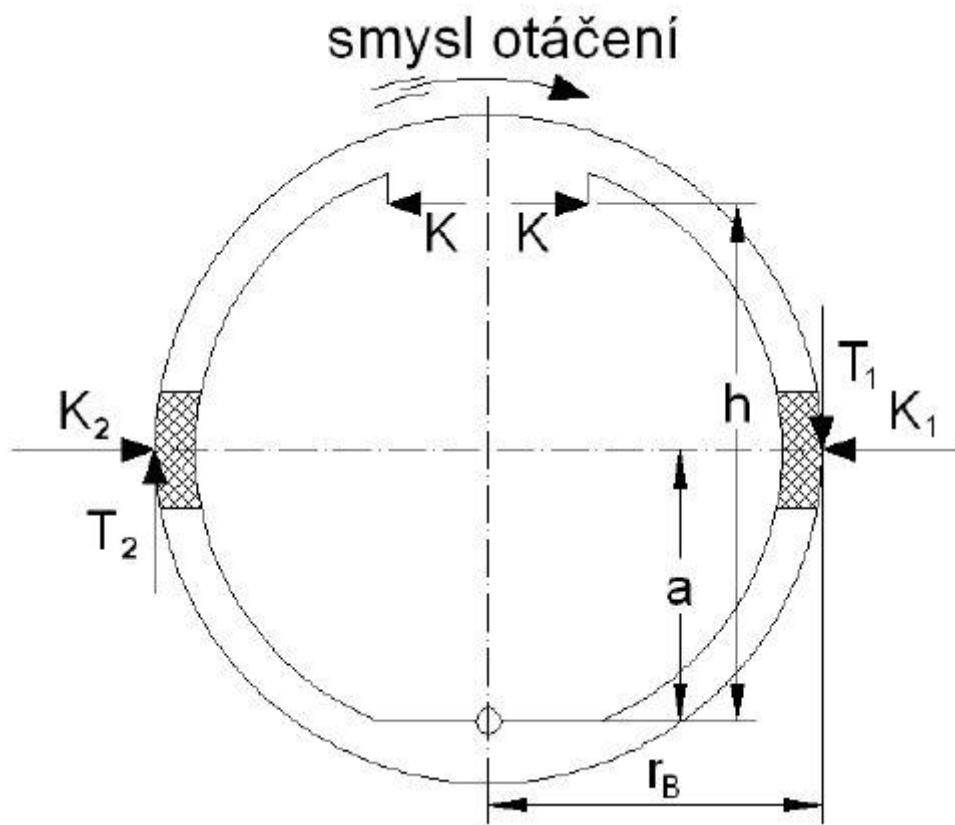
0,31	1,03	1,89	2,89	4,03	4,65
------	------	------	------	------	------

## 5.8 Skutečné brzdné síly

Z předchozích výpočtů jsou již známé požadované tlaky, které je potřeba v brzdové soustavě vyvolat. Na jejich základě dopočteme brzdné účinky a zjistíme skutečné brzdné síly pro jednotlivá zpomalení.

Výchozími tlaky budou vypočtené hodnoty ze vztahu (4.6), které zpětně aplikujeme a zjistíme skutečné brzdné síly. Vzhledem k tomu, že tlaky jsou vypočteny na základě požadavků na brzdné síly pro přední nápravu, výpočty se nyní budou týkat brzd zadní nápravy.

### 5.8.1 Brzdné síly na zadní nápravě



Obr. 23 - Síly působící na brzdové čelisti [2]

Poloměr bubnu

$$r_B = 100 \text{ mm}$$

Součinitel tření mezi brzdovými čelistmi a brzdovým bubnem

$$\mu_Z = 0,3$$

Průměr brzdového válečku

$$d_V = 19,05 \text{ mm}$$

Následující dvě hodnoty vzešly z měření ve školních laboratořích:

$$a = 74 \text{ mm} ; h = 156,6 \text{ mm}$$

Vnitřní převod bubnové brzdy je tedy

$$c^* = \frac{\sum T_i}{K} = \frac{\mu_Z \cdot h}{r_B} \left( \frac{1}{\frac{a}{r_B} - \mu_Z} + \frac{1}{\frac{a}{r_B} + \mu_Z} \right) = \frac{2 \frac{a \cdot h}{r_B} \mu_Z}{\left( \frac{a}{r_B} \right)^2} \quad (4.9)$$

$$c^* = 1,5195$$

Působící tlak v brzdovém válečku vycházející ze vztahu (4.8)

$$P_{Zi} = [MPa]$$

0,31	1,03	1,89	2,89	4,03	4,65
------	------	------	------	------	------

Síla, kterou působí brzdový váleček na brzdové destičky

$$K_i = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot P_{Zi} \quad (4.10)$$

$$K_i = [N]$$

88,21	294,15	539,46	824,15	1148,21	1325,00
-------	--------	--------	--------	---------	---------

Brzdňý moment bubnové brzdy na zadní nápravě

$$M_{Bi} = (T_{1i} + T_{i2}) \cdot r_B = \mu_Z \cdot h \cdot \left( \frac{1}{\frac{a}{r_B} - \mu_Z} + \frac{1}{\frac{a}{r_B} + \mu_Z} \right) \cdot K_i \quad (4.11)$$

$$M_{Bi} = c^* \cdot r_B \cdot K_i \quad (4.12)$$

$$M_{Bi} = [Nm]$$

13,40	44,69	81,97	125,23	174,47	201,33
-------	-------	-------	--------	--------	--------

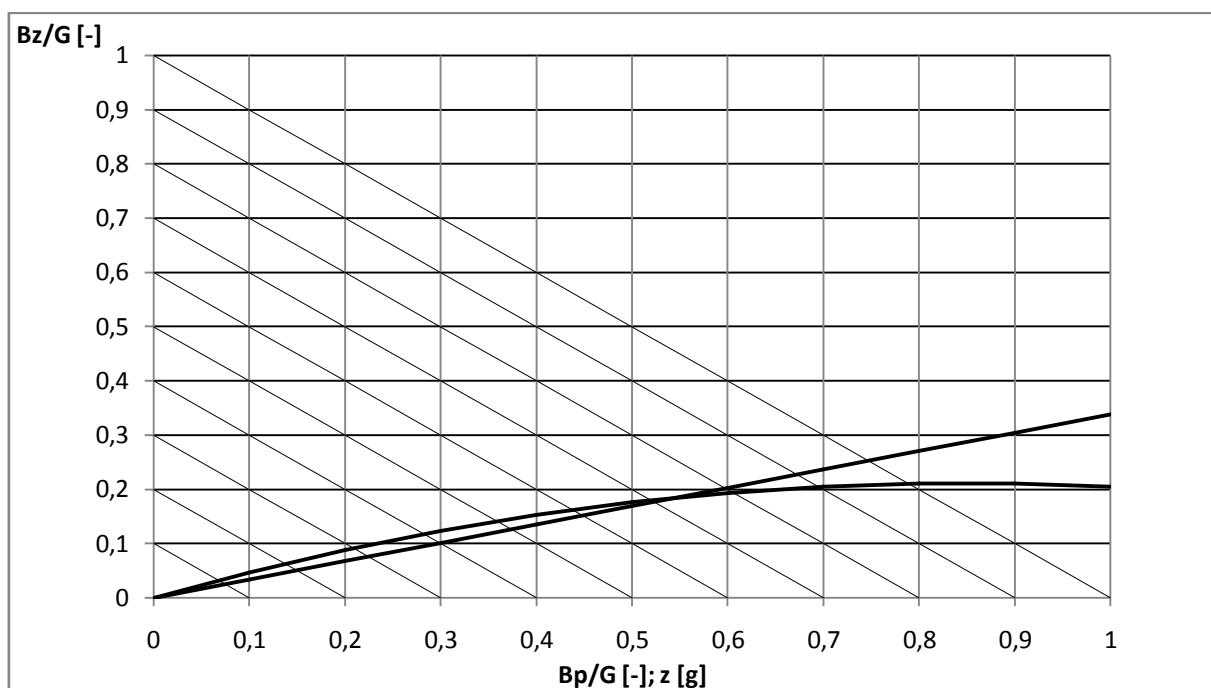
Celková brzdňá síla zadní nápravy (pro obě kola) tedy bude

$$B_{Zi skut} = 2 \cdot \frac{M_{zi}}{r_d} \quad (4.13)$$

$$B_{Zi skut} = [N]$$

91,72	305,87	560,95	856,98	1193,95	1377,78
-------	--------	--------	--------	---------	---------

## 5.8.2 Diagram rozdělení sil



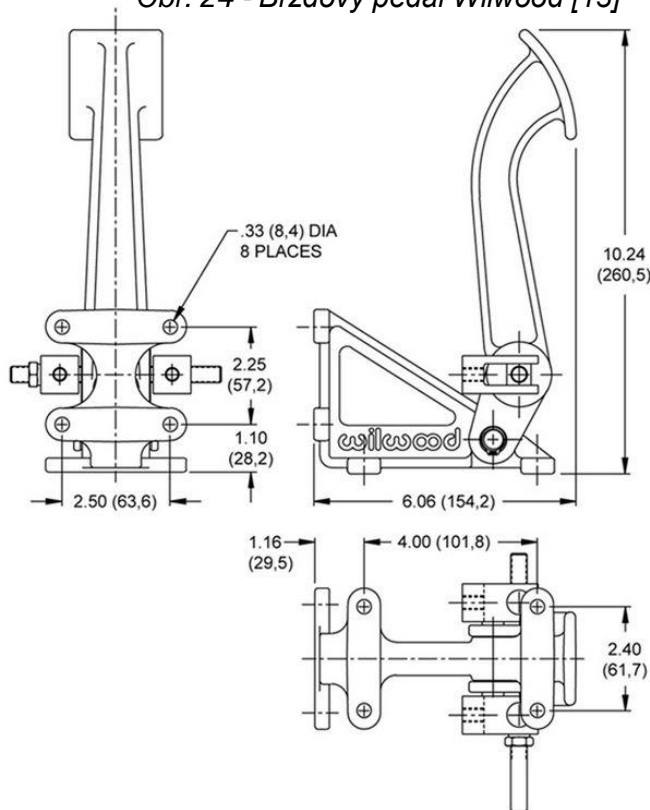
Graf 7 - Diagram skutečného rozdělení sil

Z grafu vyplývá, že k přebrzdění zadní nápravy bude docházet od hodnoty zpomalení  $z = 0,73 g$ .

## 5.9 Brzdový pedál

Pro co největší jednoduchost celé brzdové soustavy a tím i co nejsnazší nastavování komponentů jsem se snažil vybrat nožní pedály s větším pedálovým poměrem. Pedálový poměr je bezrozměrné číslo a značí schopnost pedálu násobit sílu, kterou řidič působí nohou na pedál na píst brzdového válce. Jako vhodnou volbu jsem určil pedály s poměrem 6:1. Jedním z důvodů pro volbu takového pedálového poměru byl fakt, že z vypočtených hodnot

Obr. 24 - Brzdový pedál Wilwood [13]



aktuální soustavy, vhodné volbě brzdového pedálu a hlavních brzdových válců, nebude potřeba použití posilovače brzd, což pro elektromobil znamená, mimo jiné, zmenšení odběru elektrické energie z akumulátorů. To se projeví například na delší dojezdové vzdálenosti automobilu.

<b>Označení</b>	Wilwood Black E-Coat pedal
<b>Materiál</b>	Hliník
<b>Přípevnění</b>	Podlaha
<b>Délka</b>	260 mm
<b>Pedálový poměr</b>	6:1
<b>Pořizovací cena</b>	2 400 Kč

Tab 12 - Brzdový pedál [13]

## 5.10 Hlavní brzdové válce

Pedálový poměr

$$ped_r = 6:1$$

Doporučená působící síla řidiče na pedál

$$F_{PP} = 200 \text{ N}$$

Maximální požadovaný tlak

$$P_{P\ 1,0g} = 4,65 \text{ MPa}$$

Proto síla působící na píst hlavního brzdového válce

$$F_{MC} = F_{PP} \cdot ped_r \quad (4.14)$$

$$F_{MC} = 1200 \text{ N}$$

Požadovaná plocha pístů hlavního válce

$$S_{MC} = \frac{F_{MC}}{P_{P\ 1,0g}} \quad (4.15)$$

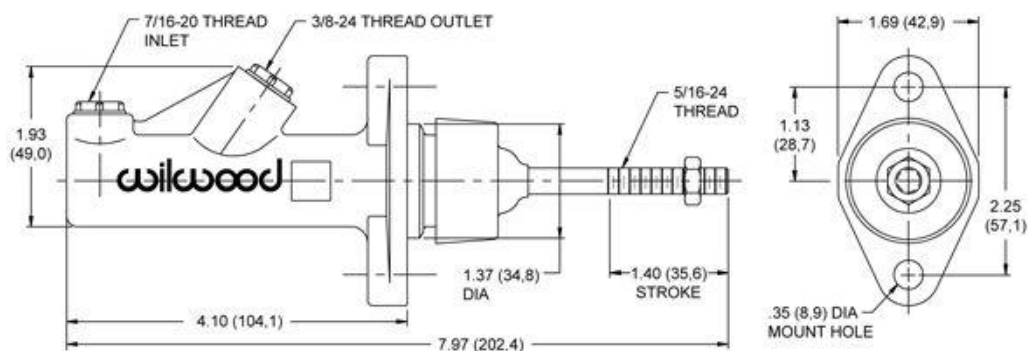
$$S_{MC} = 2,58 \text{ cm}^2$$

Tím pádem požadovaný průměr pístu hlavního brzdového válce je

$$D_{MC} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{MC}}{\pi}} \quad (4.16)$$

$$D_{MC} = 18,1 \text{ mm}$$

Pro vypočtené hodnoty jsem vybral hlavní brzdový válec značky Wilwood.



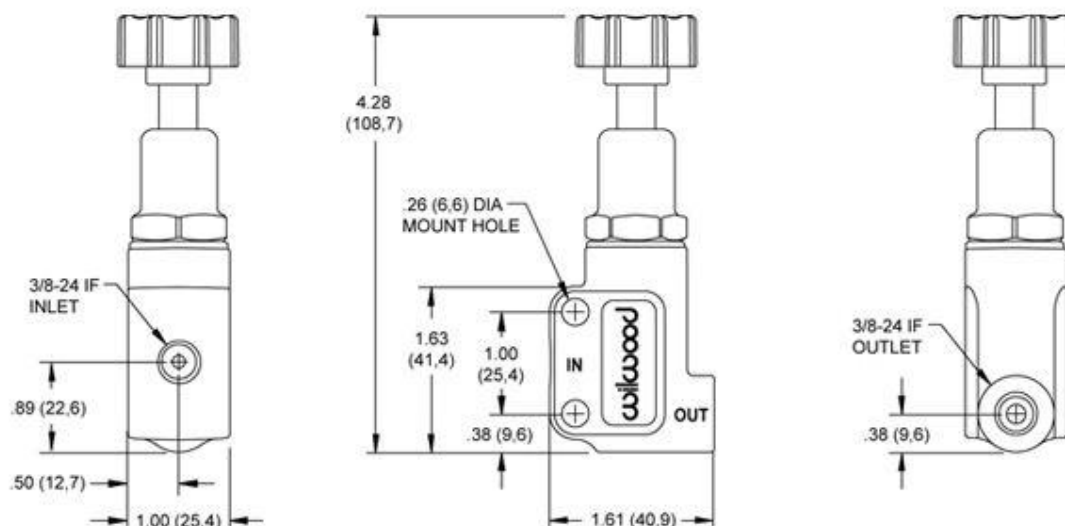
Obr. 25 - Wilwood Compact Master Cylinder [14]

<b>Označení</b>	Wilwood Compact Master Cylinder
<b>Průměr pístu</b>	0,7" ≈ 18,1 mm
<b>Počet výstupů</b>	1
<b>Materiál</b>	Hliník
<b>Pořizovací cena</b>	1 050 Kč

Tab 13 - Hlavní brzdový válec [14]

## 5.11 Omezovač brzdné síly

Omezovač brzdné síly na zadní nápravu jsem na doporučení zvolil od firmy Wilwood. Jedná se o ručně nastavitelný omezovač tlaku, který je zapojen v brzdovém okruhu. Omezovač brzdného tlaku je upevněn na zadní nápravě a v brzdovém okruhu figuruje mezi hlavním brzdným válcem a bubnovou brzdou.



Obr. 26 – Omezovač brzdného tlaku [15]



<b>Označení</b>	Wilwood Proportioning Valve
<b>Materiál</b>	Hliník/Ocel
<b>Maximální omezení tlaku</b>	57%
<b>Maximální tlak</b>	6,9 MPa
<b>Regulátor</b>	Manuálně nastavitelný, kolečkový
<b>Pořizovací cena</b>	890 Kč

*Tab 14 - Omezovač brzdného tlaku [15]*

## 5.12 Soustava parkovací brzdy

Soustavu parkovací brzdy jsem zvolil lanovou, s ručním ovládáním pomocí páky, která je umístěna vedle sedadla řidiče. Ovládané brzdy působí na zadní kola, přičemž jsou spojeny s ovládací brzdovou pákou pomocí lan v lanovodech - bowdenech.

Vzhledem k použití bubnových brzd na zadní nápravě, které se běžně vyskytují na vozech Škoda Fabia, volím i celou soustavu parkovací brzdy tak, aby byla zajištěna kompatibilita všech použitých komponent.

### Páka ruční brzdy

<b>Označení</b>	Páka ruční brzdy Škoda Fabia
<b>Materiál</b>	Hliník, plast
<b>Brzda</b>	Bubnová
<b>Kryt ruční páky</b>	ano
<b>Pořizovací cena</b>	450 Kč

*Tab 15 - Ruční páka parkovací brzdy [16]*

### Lanko parkovací brzdy

<b>Označení</b>	Zadní lanko ruční brzdy vč. příslušenství - TRW
<b>Délka</b>	1585 mm
<b>Typ brzdy</b>	Bubnová
<b>Mont. strana</b>	Pravá/Levá
<b>Montážní část</b>	Zadní
<b>Pořizovací cena</b>	310 Kč

*Tab 16 - Lano parkovací brzdy [17]*

## 5.13 Příslušenství

### Přední brzdová hadice

<b>Označení</b>	Přední brzdová hadice
<b>Délka</b>	510 mm
<b>Typ brzdy</b>	Kotoučová
<b>Mont. strana</b>	Pravá/Levá
<b>Montážní část</b>	Přední
<b>Pořizovací cena</b>	200 Kč

Tab 17 - Přední brzdová hadice [18]

### Zadní brzdová hadice

<b>Označení</b>	Zadní brzdová hadice
<b>Délka</b>	135 mm
<b>Typ brzdy</b>	Bubnová
<b>Mont. strana</b>	Pravá/Levá
<b>Montážní část</b>	Zadní
<b>Pořizovací cena</b>	95 Kč

Tab 18 - Zadní brzdová hadice [19]

Obr. 27 - Zadní

brzdová hadice [19]



### Brzdové potrubí

<b>Označení</b>	WP Cooper Brake Pipe
<b>Délka</b>	10 m
<b>Materiál</b>	Měď
<b>Vnější průměr</b>	4,75 mm
<b>Tloušťka stěny</b>	0,90 mm
<b>Pořizovací cena</b>	650 Kč

Tab 19 - Brzdové potrubí [20]

## 6 Závěr

Stěžejním úkolem mé bakalářské práce bylo navržení brzdového systému, který by mohl být použit při stavbě konceptu elektromobilu eTUL, jenž bude zhotoven v prostorách laboratoří Technické univerzity v Liberci.

Práci jsem rozdělil do čtyř hlavních částí. V první části je popsána brzdová soustava automobilu jako celku, její vlastnosti, jednotlivé komponenty a jejich funkce, druhy, případně způsob činnosti. Druhá část práce je uvedena kapitolou, jež se zabývá dynamikou jízdy vozidla, zejména pak brzděním. Dále je pozornost zaměřena na silový rozbor během procesu brzdění, kde jsem provedl výpočty jednotlivých sil působících na kola vozidla, dynamické zatížení náprav a další důležité údaje, na jejichž základě probíhá návrh brzdové soustavy. Na to plynule navazuje část třetí, v níž se zabírám jednotlivými komponenty soustavy – za účelem zjištění potřebných sil a tlaků, které budou potřeba pro dostatečně efektivní a bezpečné zpomalení vozidla. Poslední část bakalářské práce je věnována výběru konkrétních komponent z katalogů výrobců, případně návrh výroby nového, vhodnějšího komponentu. Výběr komponent vycházel samozřejmě z předešlých výpočtů a jejich výsledků.

Návrh celé brzdové soustavy pro elektromobil eTUL se jednoznačně držel v duchu hesel: jednoduchost, kompatibilita a přijatelná cena. Z tohoto důvodu jsem se rozhodl pro řešení a výběr komponent tak, aby například nebylo potřeba použití posilovače brzd, což je ve světě elektromobilů, oproti automobilům se spalovacím motorem, určitá komplikace. Dále také zbývá prostor pro možnost zabudování systému ABS.

Jako největší problém, kterého jsem si všiml, se při návrhu brzdového systému ukázala být nedostatečná nabídka vhodných dílů v katalozích jednotlivých výrobců. Vysvětlení hledám v ne úplně typických parametrech vozidla eTUL. Zejména svou hmotností, což je možná nejdůležitější údaj pro můj návrh, vybočuje ze zažitých trendů vozidel, na něž jsou vyráběny univerzální díly. Proto se, už tak ne moc velké, portfolio výrobců komponent brzdové soustavy ještě více zúžilo. Z hlediska nabídky pak všechny výrobce předčila americká firma Wilwood. Z katalogu této firmy jsem vybral značnou část komponent.

Z důvodů, které jsou uvedeny na předchozích řádcích, a odborné konzultaci, jsem se také dále rozhodl pro výrobu vlastních brzdových kotoučů, jejichž výrobní výkres je součástí příloh.

Na závěr bych rád zmínil, že ačkoliv je obor týkající se brzdných soustav náročný a velice komplexní, tak mě jeho problematika zaujala a rád bych se podílel na dalším vývoji elektromobilu eTUL. Případně bych své nabyté znalosti využil při návrhu brzdné soustavy další generace elektromobilu, například jako součást své diplomové práce.

## **Použité informační zdroje**

1. Vlk, F.: Dynamika motorových vozidel, Nakladatelství a vydavatelství VLK, 1. vydání, Brno 2000
2. Vlk, F.: Podvozky motorových vozidel, Nakladatelství a vydavatelství VLK, 1. vydání, Brno 2000
3. Bosch, R: Konvenční a elektronické brzdové soustavy, Nakladatelství Robert Bosch GmbH, Žlutá řada, 2005
4. Plivousek, L.: Elektromobil pro dvě osoby, DP, TUL Liberec, 2012
5. Brož, J. a Trnka, L.: Praktická dílna – brzdové systémy, Autoexpert, Listopad 2007
6. Wilwood Disc Brakes. Brake Pads – technický list. 2013 [cit. 2013-05-13].  
Dostupné z:  
<http://www.wilwood.com/BrakePads/BrakePadsProd.aspx?itemno=150-12242K>
7. Wilwood Powerlite Caliper - technický list. 2013 [cit. 2013-05-13].  
Dostupné z:  
<https://docs.google.com/viewer?url=http%3A%2F%2Fwww.wilwood.com%2FPDF%2FFlyers%2F1147.pdf>
8. Autodíl-cardo.cz: Brzdové kotouče TRW DF4235. – technické parametry. [cit. 2013-05-13].  
Dostupné z: <http://www.autodily-cardo.cz/brzdovy-system/brzdovy-kotouc-trw-df4235-audi-a2/>

9. Autodíl-cardo.cz: Brzdový buben TRW DB4175. – technické parametry.  
[cit. 2013-05-13].  
Dostupné z:  
<http://www.autodily-cardo.cz/brzdovy-system/brzdovy-buben-trw-db4175-nissan-micra/>
10. Autodíl-cardo.cz: Brzdový buben TRW DB4299. – technické parametry.  
[cit. 2013-05-13].  
Dostupné z: <http://www.autodily-cardo.cz/brzdovy-system/brzdovy-buben-trw-db4299-skoda-fabia-vw-polo/>
11. ATE online katalog – Brake Shoes Set. . [cit. 2013-05-13].  
Dostupné z: [http://outcat-cs.tecdoc.net/ows/en/13721CFDB29E9B1636DA2BB5E86F0BDA.ows\\_cs1.srv?view=VIndexFramesetJsp](http://outcat-cs.tecdoc.net/ows/en/13721CFDB29E9B1636DA2BB5E86F0BDA.ows_cs1.srv?view=VIndexFramesetJsp)
12. ATE brakes system online katalog – Brake Shoes Set. . [cit. 2013-05-13].  
Dostupné z: [http://outcat-cs.tecdoc.net/ows/en/0AF508B6CB50C16E22FFBB2F3600F1F5.ows\\_cs1.srv?view=VIndexFramesetJsp](http://outcat-cs.tecdoc.net/ows/en/0AF508B6CB50C16E22FFBB2F3600F1F5.ows_cs1.srv?view=VIndexFramesetJsp)
13. Wilwood Floor Mount Pedals – technický list. 2013 [cit. 2013-05-13].  
Dostupné z: <http://www.wilwood.com/PDF/DataSheets/ds252.pdf>
14. Wilwood Master Cylinder – technický list. 2013 [cit. 2013-05-13].  
Dostupné z:  
<http://www.wilwood.com/MasterCylinders/MasterCylinderProd.aspx?itemno=260-6088>
15. Wilwood Proportioning Valve – technický list. 2013 [cit. 2013-05-13].  
Dostupné z: <http://www.wilwood.com/PDF/DataSheets/ds931.pdf>

16. iAutodíly.cz – parametry páky ruční brzdy vozu Škoda Fabia  
[cit. 2013-05-13].  
Dostupné z: <http://iautodily.cz/paka-rucni-brzdy-skoda-fabia-nd100043566.html>
17. Autodíl MJAuto – parametry lanka parkovací brzdy [cit. 2013-05-13].  
Dostupné z:  
[http://autodily.mjauto.cz/kod\\_GCH2649\\_s2u244q2t296b4k5q414b4j405a6.html](http://autodily.mjauto.cz/kod_GCH2649_s2u244q2t296b4k5q414b4j405a6.html)
18. E-náhradní díly – Přední brzdová hadice Fabia, popis produktu  
[cit. 2013-05-13].  
Dostupné z: <http://www.e-nahradnidily.cz/brzdove-hadice-trubky-2/predni-brzdova-hadice-lp-skoda-fabia-i-1012-6v12-12v1420>
19. E-náhradní díly – Zadní brzdová hadice Fabia, popis produktu  
[cit. 2013-05-13].  
Dostupné z: <http://www.e-nahradnidily.cz/brzdove-hadice-trubky-2/zadni-brzdova-hadice-lp-skoda-fabia-i>
20. WP – katalog 2013 – Cooper Brake Pipe, [cit. 2013-05-13].  
Dostupné z: <http://pwpnet.pl/index.php?l=en&s=prod&co=rwz&f=mm>

## Seznam tabulek

Tab 1- Příklad složení směsi brzdového obložení [3] .....	35
Tab 2 - Požadavky na brzdňý účinek podle EHK-R13, ES 71/320 [1] .....	41
Tab 3 - Známé parametry elektromobilu eTUL [4] .....	51
Tab 4 - Základní parametry brzdového třmenu přední nápravy [7].....	55
Tab 5 - Parametry brzdových destiček [7] .....	55
Tab 6 - Brzdový kotouč TRW DF4235 [8].....	56
Tab 7 - Navržený brzdový kotouč.....	57
Tab 8 - Brzdový buben TRW DB4175 [9] .....	57
Tab 9 - Brzdový buben TRW DB4299 [10] .....	57
Tab 10 - Brzdové čelisti Ferodo FSB408 [11] .....	58
Tab 11 - Brzdový váleček Fedoro FHW339 [12].....	58
Tab 12 - Brzdový pedál [13].....	63
Tab 13 - Hlavní brzdový válec [14] .....	64
Tab 14 - Omezovač brzdného tlaku [15].....	65
Tab 15 - Ruční páka parkovací brzdy [16].....	65
Tab 16 - Lano parkovací brzdy [17] .....	65
Tab 17 - Přední brzdová hadice [18] .....	66
Tab 18 - Zadní brzdová hadice [19].....	66
Tab 19 - Brzdové potrubí [20].....	66



## Seznam grafů

Graf 1 - Průběh brzdění [1].....	38
Graf 2 – Průběh brzdění a) skokový průběh zpoždění vozidla, b) předpokládaný průběh brzdění podle zákonných předpisů [1].....	41
Graf 3 - Brzdný moment na nápravách [1].....	43
Graf 4 - Diagram rozdělení brzdných sil [1] .....	49
Graf 5 - Regulátor brzdného tlaku a omezovač brzdného tlaku [1].....	50
Graf 6 - Ideální rozdělení brzdných sil .....	53
Graf 7 - Diagram skutečného rozdělení sil.....	62

## Seznam obrázků

Obr. 1 - Uspořádání brzdových okruhů [2].....	19
Obr. 2 - Hydraulický brzdový okruh [2].....	21
Obr. 3 - Brzdový pedál [13].....	21
Obr. 4 - Podtlakový posilovač brzd [3] .....	23
Obr. 5 - Hlavní brzdový válec[2] .....	24
Obr. 6 - Omezovač brzdné síly [3] .....	26
Obr. 7 - Bubnová brzda [3] .....	29
Obr. 8 - Brzdové čelisti [3] .....	31
Obr. 9 - Kotoučové brzdy [3].....	32
Obr. 10 - Těsnící kroužek pístu [3] .....	34
Obr. 11 - Brzdová destička Wilwood BP - 40 [6].....	34
Obr. 12 - Brzdové kotouče [3].....	36
Obr. 13 - Síly působící na vozidlo při brzdění [1] .....	42
Obr. 14 - Síly na brzděné nápravě [1].....	43
Obr. 15 - Síly působící na pneumatiku [1].....	45
Obr. 16 - Směrová stabilita [1] .....	46
Obr. 17 - Wilwood Powelite Caliper [7] .....	54
Obr. 18 – Držák brzdového třmenu [7].....	55
Obr. 19 - Brzdové destičky Wilwood Brake Pad BP – 10 [7] .....	55
Obr. 20 - Brzdový kotouč.....	56
Obr. 21 - Brzdové čelisti Ferodo FSB408 [11] .....	58
Obr. 22 - Brzdový váleček Fedoro FHW339 [12] .....	58

Obr. 23 - Síly působící na brzdové čelisti [2] .....	60
Obr. 24 - Brzdový pedál Wilwood [13] .....	62
Obr. 25 - Wilwood Compact Mater Cylinder [14] .....	64
Obr. 26 – Omezovač brzdného tlaku [15] .....	64
Obr. 27 - Zadní brzdová hadice [19] .....	66

## **Seznam příloh**

Příloha číslo 1: Výrobní výkres předního brzdového kotouče

Číslo výkresu: KVM – BP – 290